

**ABS FREN DİNAMIĞI İÇİN ÇOKLU MODEL GEÇİŞLİ  
KONTROLCÜ VE GÖZLEMCİ TASARIMI**

**DESIGN OF MULTI MODEL SWITCHING CONTROLLER  
AND OBSERVER FOR ABS BRAKING DYNAMICS**

**MORTEZA DOUSTI**

**Yrd. Doç. Dr. S. ÇAĞLAR BAŞLAMIŞLI**  
**Tez Danışmanı**

Hacettepe Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve sınav Yönetmenliğinin  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı için Öngördüğü  
YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak hazırlanmıştır.

2014

**MORTEZA DOUSTI** 'nın hazırladığı “**Abs Fren Dinamiği için Çoklu Model Geçişli Kontrolcü Ve Gözlemci Tasarımı**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI** 'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Yiğit YAZICIOĞLU

Başkan

.....

Yrd. Doç. Dr. S. Çağlar BAŞLAMİŞLİ

Danışman

.....

Dr. Bilsay SÜMER

Üye

.....

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Fatma SEVİN DÜZ  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

*To my family*

## ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada,

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

beyan ederim.

18/07/2014

MORTEZA DOUSTI

## ÖZET

# BİNEK TAŞITLAR İÇİN KAZANÇ UYARLAMALI DAYANIKLI TEKERLEK KAYMA KONTROLCÜSÜ TASARIMI

**Morteza DOUSTI**

**Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Bölümü**

**Tez danışmanı: Yrd. Doç. Dr. S. Çağlar Başlamışlı**

**Temmuz, 2014**

Aktif güvenlik sistemlerinin bulunduğu taşıtlarda trafik kazalarında ölüm ve yaralanma oranlarının azaldığı görülmektedir. Aktif güvenlik sistemleri gelişmiş ülkelerde standart donanım haline gelmektedir. AB ülkelerinde, 1 Temmuz 2004 yılından itibaren trafiğe yeni çıkan 2,5 tonun altındaki tüm binek taşıtların ABS donanımına sahip olması zorunlu hale getirilmiştir. Eylül 2011 itibarıyla, ABD’de ABS mimarisi üzerine kurulu olan ESC sistemi gibi aktif güvenlik paketlerinin binek taşıtların standart donanımlarında yer alması zorunlu olmuştur.

Binek taşıtlar için ilk olarak Bosch tarafından geliştirilen ve otomotiv sektöründe 30 yıllık bir geçmişi olan ABS fren teknolojisi panik frenleme esnasında tekerlek kilitlemesini engellemekte ve taşıt doğrusal/yanal kararlılığını muhafaza edilmesini sağlamaktadır. Günümüzde, bu teknolojiyi mümkün kılan iki adet yöntem bulunmaktadır. Hidrolik fren sistemi yöntemi, fren basıncını düşürme, artırma ve sabit tutma gibi üç ayrı moda ayarlanması ile panik frenleme anında kayma kontrolü yapmaktadır. Buna karşılık, elektromekanik fren sistemi yöntemi, elektrik motor kontrolü ile hidrolik sistemin yapısal kısıtlarından ötürü kullanılmayacak kadar karmaşık ve daha etkin kontrol algoritmalarının kullanılmasına izin vermesiyle daha

yüksek performanslı algoritmaların geliştirilmesine olanak tanımaktadır. Elektromekanik fren teknolojisi, henüz otomotiv pazarına sadece en yüksek segmentlerdeki taşıtlarda kullanılan bir teknoloji olsa da, gelecek senelerde, taşıt fren güvenliğini arttırmadaki etkinliği göz önünde bulundurulduğunda, tüm otomotiv segmentlerinde kullanılacağı öngörülmektedir.

Bu Tezin konusu elektromekanik fren sistemine sahip binek taşıtlara yönelik, yenilikçi, sürüş ve yol şartlarına göre uyarlanabilir, yüksek performanslı ABS (Antiblokaj Fren Sistemi) kontrol algoritmalarının tasarımıdır. Ayrıca, frenlenen lastiğin zemin ile etkileşimi esnasında meydana gelen fren kuvvetinin boylamasına kaymaya göre değişim grafiğinin tahmin edilmesine yönelik yenilikçi bir kestirme algoritması geliştirilecektir. Bu algoritmanın çıktısı olan parametrelerle teklif edilen ABS kontrol algoritmaları güncellenecek ve günümüz taşıtlarında kullanılan algoritmalara göre daha yüksek performanslı algoritmaların elde edilmesi hedeflenecektir.

Birinci adımda, fren kuvveti modeli geliştirilmesinde Burckhardt lastik modeli kullanılacaktır. Bu modelin farklı yol tipleri için belirlenmiş kesin parametreleri olması kontrolcü tasarımı için sağlam bir dayanak oluşturmaktadır.

İkinci adımda, Çoklu model geçiş tabanlı dayanıklı kontrol algoritması geliştirilecektir. Bu algoritma doğrusal olmayan fren sistemi denklemlerinin, belirli işletim noktaları etrafında doğrusallaştırılmasıyla elde edilen doğrusal modeller için tasarlanan kontrolcülerden oluşacaktır. Bu algortmada kullanılan lastik fren eğrisi parametreleri, üçüncü adımda tasarlanacak olan kestirme algoritmasının çıktıları olacaktır. Kestirme algoritması tasarlanan kontrolcülerin en uygun olanının seçilmesini ve fren eğrisi parametrelerini –özellikle de ideal boylamasına kayma değerin– işletim esnasında değişen rasyonel lastik parametrelerinin kestirilmesiyle çevrimiçi bulunmasını sağlayacaktır. Sonraki adımda ise, ikinci adımda elde edilen kontrolcü yapıları ve üçüncü adımda elde edilen kestirme algoritması laboratuvar içi ABS elektromekanik fren test cihazıyla sınanacaktır.

**Anahtar kelimeler:** Çoklu Model Geçişli Kontrolcü, Lead-Lag Kontrolcü, Çoklu Model Geçişli Gözlemci, Pacejka Lastik Modeli, Burckhardt Lastik Modeli, Yol Sürtünme Katsayısı Tahmini.

# **ABSTRACT**

## **DESIGN OF GAIN SCHEDULED ROBUST WHEEL SLIP CONTROLLER FOR PASSENGER VEHICLES**

**Morteza DOUSTI**

**Master of Science, Department of Mechanical Engineering**

**Supervisor: Asst. Prof. Dr. S. Çağlar BAŞLAMIŞLI**

**July, 2014**

It is an established fact that the rate of death and injuries in traffic accidents is lower in vehicles equipped with active safety systems; active safety systems are becoming standard in developed countries. In EU countries, all passenger vehicles under 2.5 tons must be equipped with ABS starting from July 1<sup>st</sup> 2004 onwards. As of September 2011, active safety packages such as ESC (Electronic Stability Control) which is built on the ABS architecture would be compulsorily included in the standard equipment of every passenger vehicle produced in the US.

The ABS brake technology, which was first designed by Bosch for passenger vehicles and which has a history of 30 years in the automotive industry, prevents wheels from locking up during panic braking and allows maintaining lateral stability. Today, it is possible to accomplish this goal with two distinct methods. The hydraulic brake system method controls wheel slip by either lowering or raising brake pressure during panic braking. Meanwhile, the electromechanical brake system (EMB) which operates on the basis of electrical motor control, allows using high performance control algorithms which are not applicable with the hydraulic brake system due to the latter's inherent limitations. Even though the EMB technology is

nowadays only used in vehicles of the upper segments, it is expected to be used in all vehicle segments in the near future given its effectiveness in increasing vehicle brake safety.

The subject of this thesis is the design of innovative, high performance ABS (Antilock Braking System) control algorithms that are scheduled with road and driving conditions for passenger vehicles equipped with electromechanical brake systems. In addition, an innovative estimation algorithm for the brake force vs longitudinal slip curve will be developed within the scope of the project. The proposed ABS control algorithms will be updated with the output parameters of the latter algorithm and control algorithms with performance higher than those ones used within today's vehicles will be targeted.

In the first phase, the Burckhardt tire model will be used for developing the brake force model. This tire model has specific parameters for each road friction coefficient which makes it a sound basis for designing controllers.

In the second phase, multi model switching based robust control algorithm will be developed. The algorithm is based on designing controllers for linear plants obtained from the linearization of nonlinear brake dynamics at pre-determined operating points. The tire brake curve parameters used in this algorithm will be the output of the estimation algorithm designed in the third phase. The estimation algorithm will provide for choosing the most convenient controller and brake curve parameters (and especially the ideal slip reference) by estimating varying rational tire model parameters online. The next step will include testing of the controller structures obtained in the second phase and the estimation algorithm obtained in the third phase with the laboratory ABS electro mechanical brake test instrument.

**Keywords:** Multi Model Switching Controller, Lead-Lag Controller, Multi Model Switching Controller, Pacejka Tire Model, Burckhardt Tire Model, Road Friction Coefficient Estimation.



## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında değerli katkı ve eleştiriyile yol gösteren, sonsuz sabırla beni her zaman çalışmaya teşvik eden ve güven veren danışmanım Sayın Dr. S.Çağlar BAŞLAMIŞLI'ya, önemli yorum ve değerlendirmeleri ile katkıda bulunan jüri üyelerim Sayın Dr. Bilsay SÜMER'e, Sayın Dr. Yiğit YAZICIOĞLU'na, her türlü desteği esirgemeyen ve çalışmamın her aşamasında manevi olarak yanımda olan değerli arkadaşlarım Teoman ÖNDER'e, Ali Emre UTAŞ'a, Behrang SHAMSADİNLO'ya, Ömer Barışkan YASAN'a, Ergül İLASLAN'a, tavsiye ve yorumlarını esirgemeyen Sayın Dr. Bora YILDIRIM'a, Dr. Murat KÖKSAL'a, Dr. Özgür ÜNVER'e ve Hacettepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki bütün hocalarıma, her zaman yanımda olan Aile'me ve Abim Dr. Saeed DOUSTI'ya içtenlikle teşekkür ederim. Ayrıca 111M601 nolu araştırma projesi kapsamında çalışmaların gerçekleştirilmesini mümkün kılan Tübitak'a teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ETİK .....	4
ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	iii
TEŞEKKÜR .....	v
İÇİNDEKİLER .....	vi
ÇİZELGELER .....	ix
ŞEKİLLER .....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xiii
Çeyrek Taşıt Modeli .....	xiii
Padé yaklaşımı .....	xiii
Model Doğrusallaştırma .....	xiii
Kontrolcü Tasarımı .....	xiii
Durum ve Parametre Tahmini .....	xiv
1. Giriş .....	1
1.1. ABS Probleminin Tanımı .....	1
1.2. Temel Denklemler .....	2
1.3. Lastik Kuvvet Oluşumu Kuramı .....	4
1.3.1. Lastik Kuvvet Oluşumunun Temel Özellikleri .....	4
1.3.2. Doğrusal Olmayan Lastik Davranışı .....	5
1.3.3. Pacejka Lastik Modeli (Magic Formula-MF): .....	6
1.3.4. Burckhardt Lastik Modeli: .....	8
1.3.5. Pacejka ve Burkhardt lastik modelleri arasındaki olan benzerlikler: .....	8
1.3.6. Kiencke ve Daiss Lastik Modeli: .....	10
1.3.7. Dugoff Lastik Modeli: .....	10
1.3.8. Rasyonel Lastik Modeli .....	11
1.4. Dayanıklı Kontrol Tabanlı ABS Kontrol Algoritmaları .....	11
1.5. Yol Yüzeyini Tanımlayarak Kendini Güncelleyen ABS Algoritmaları .....	14
1.6. Tezin Amacı .....	15
1.7. Tezin Ana Hatları .....	16
2. ABS problemi için PI Kontrolcü Tasarımı .....	17

2.1.	Giriş.....	17
2.2.	Doğrusallaştırma:.....	17
2.3.	Ziegler Nichols, Sisotool, Pidtune sonuçları: .....	19
2.4.	ABS problemi için PI kontrolcü tasarımı .....	19
2.5.	Maliyet Fonksiyon Minimizasyon Tabanlı PI kontrolcü tasarımı: .....	21
2.5.1.	Referans Kayma değeri Tabanlı Maliyet Fonksiyonu .....	21
2.5.2.	Fren Mesafesi Tabanlı Maliyet Fonksiyonu .....	23
2.6.	Benzetim Sonuçları .....	25
3.	ABS Problemi için Çoklu Model Geçişli Lead Lag Kontrolcü Tasarımı .....	31
3.1.	Giriş.....	31
3.2.	Doğrusallaştırma .....	31
3.3.	Çoklu Model Geçişli Kontrolcü Tasarımı Teorisi .....	31
3.4.	Problemin Tanımı.....	34
3.5.	Kontrol tasarım amacı ve kararlılık.....	36
3.6.	Çoklu Model Geçişli Sistem için Lead Lag Kontrolcü Tasarımı: .....	38
3.7.	Pre-Kompansatör Tasarımı .....	41
3.8.	Pacejka lastik modeli için hazırlanan Lead-Lag kontrolcüler ve benzetim sonuçları .....	41
3.9.	Burckhardt Lastik Modeli için hazırlanan lead-lag kontrolcüler ve benzetim sonuçları .....	49
4.	Çoklu Model Geçişli tabanlı Araç Durum ve Parametre Tahmini .....	56
4.1.	Giriş.....	56
4.2.	Araç hız ve boylamasına kayma oranı tahmini.....	57
4.3.	Çoklu Model Geçişli Gözlemcilerin Yapısı:.....	57
4.4.	Maliyet Fonksiyonu .....	58
4.5.	Çoklu Model Geçişli Gözlemcinin Çıktıları .....	58
4.6.	Benzetim Sonuçları .....	61
4.6.1.	Benzetim Ortamı Kurulumu .....	61
4.6.2.	Tasarım Yaklaşımı.....	61
4.6.3.	Benzetim Sonuçlarının Analizi .....	63
5.	Inteco Laboratuvar Test Düzeneğiyle Lead Lag Tipi Çoklu Model Geçişli Kontrolcülerin Test Edilmesi .....	73
5.1.	Giriş.....	73
5.2.	Inteco Cihazının Matematiksel modeli.....	74

5.3.	Sistem doğrusallaştırması .....	78
5.4.	Kontrolcü Tasarımı .....	79
5.4.1.	PID Kontrolcü Tasarımı .....	79
5.4.2.	Çoklu Model Geçişli sistem için Lead-Lag kontrolcü tasarımı .....	80
5.5.	Deneysel Sonuçlar .....	81
5.5.1.	Nominal Şartlarda Yapılan Deneyler .....	82
5.5.2.	Arttırılmış Sürtünme Katsayısı Deneyleri .....	86
5.5.3.	Değişken Dik Kuvvet Deneyleri .....	90
5.6.	Sonuç .....	94
6.	Sonuçlar ve Öneriler .....	95
6.1.	Sonuçlar .....	95
6.2.	Öneriler .....	97
	KAYNAKLAR .....	99
	Ekler .....	105
	EK 1.Inteco ABS deney cihazı .....	105
	Ek 1.1. Inteco ABS test cihazı parametreleri .....	105
	Ek 1.2. Sistem sadeleştirme katsayıları .....	106
	Ek 1.3. Sistem sadeleştirme katsayılarının değerleri .....	106
	Ek 1.4. Sürtünme Parametrelerin nominal değerleri .....	107
	Ek 2. Burckhardt Lastik Modeli Tabanlı ABS Kontrolü için Çoklu Geçişli Kontrolcü Tasarımı Teorisi ve Lead Lag kontrolcü tasarımı kodları .....	107
	EK 2.1. Çoklu Model Geçişli Burkhardt tabanlı Lead Lag Kontrolcü Optimizasyon ve Pre-kompansatör Tasarım Kodu .....	107
	EK 2.2. Çoklu Model Geçişli sistemin çözüm sürecinde uygulanan kısıtlamalar ve değişkenlerin sınırlamaları, ve ana kodda kullanan maliyet fonksiyonu kısıtlamaları .....	110
	EK 2.3. Maliyet Fonksiyonu: .....	113
	ÖZGEÇMİŞ .....	117

## ÇİZELGELER

<b>Tablo 1.1.</b> Farklı Yol Tipleri için Burckardt Lastik Modeli Parametreleri ( $\lambda^*$ ve $T_b^*$ lastik modelinin tepe noktasından oluşan boylamasına kayma değerini ve o değere ulaşılmasını sağlayan tork girdisini ifade etmektedir). .....	8
<b>Tablo 2.1.</b> Pacejka (Magic Formula) lastik modeline sahip fren dinamiği modelinin işletim noktaları $\lambda^*$ ve $T_b^*$ .....	20
<b>Tablo 2.2.</b> üç farklı $\lambda^*$ için elde edilmiş <i>PI</i> kontrolcü kazançları ( $J_1'$ e göre) .....	22
<b>Tablo 2.3.</b> üç farklı $\lambda^*$ için elde edilmiş <i>PI</i> kontrolcü kazançları ( $J_2'$ ye göre).....	24
<b>Tablo 3.1.</b> Çoklu model geçişli sistemde tasarlanan kontrolcüler ve bunların çalışma aralıkları.....	41
<b>Tablo 3.2.</b> Optimizasyon sonucu elde edilen kapalı çevrim <i>H</i> matrisi özdeğerleri	43
<b>Tablo 3.3.</b> Çoklu geçiş modelinde tasarlanan kontrolcüler ve bunların çalışma aralıkları.....	50
<b>Tablo 3.4.</b> Optimizasyon sonucu elde edilen kapalı çevrim <i>H</i> matrisi özdeğerleri	51
<b>Tablo 4.1.</b> Farklı çalışma koşullarında uygulanan kontrolcüler .....	62
<b>Tablo 4.2.</b> Fren durma mesafeleri.....	72
<b>Tablo 5.1.</b> Deneysel testler için hesaplanan PID kazançları .....	80
<b>Tablo 5.2.</b> Çoklu model geçişli kontrolcülerin çalışma aralıkları.....	81
<b>Tablo 5.3.</b> Farklı deney senaryoları ve farklı kontrolcüler ile edilen Fren Mesafesi sonuçları.....	94

## ŞEKİLLER

<b>Şekil 1.1.</b> Çeyrek Taşıt Fren Modeli.....	2
<b>Şekil 1.2.</b> Sade Boylamasına Kayma durumunda Pacejka Lastik modeli Davranışı ve üretilen fren kuvveti .....	7
<b>Şekil 1.3.</b> Burckhardt ve Pacejka lastik modelleri: Boylamasına Fren Kuvveti Boylamasına kayma ile değişimi .....	10
<b>Şekil 2.1.</b> Açık devre fren sistemi dinamiği, eyleyici dinamiği eklenmiştir .....	17
<b>Şekil 2.2.</b> PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15$ , ikinci çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07$ ).....	26
<b>Şekil 2.3.</b> PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07$ , ikinci çalışma bölgesi $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15$ ).....	27
<b>Şekil 2.4.</b> PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15$ , ikinci çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.14$ -kararsız bölge-, üçüncü çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07$ ) .....	28
<b>Şekil 2.5.</b> PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.14$ -kararsız bölge-, ikinci çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07$ , üçüncü çalışma bölgesi $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15$ ).....	29
<b>Şekil 2.6.</b> PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.035$ -lastik eğrisinin birinci bölgesi-, ikinci çalışma bölgesi $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15$ , üçüncü çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.14$ -kararsız bölge-, dördüncü çalışma bölgesi $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07$ ).....	30
<b>Şekil 3.1.</b> Geçişli sistem $A$ ve sistem matrisleri (3.1) için elde edilen Özdeğer-Lokus grafiği .....	33
<b>Şekil 3.2.</b> Her 10 zaman-biriminde yapılan geçişlerde basamak sinyaline verilen tepki grafiği .....	34
<b>Şekil 3.3.</b> çoklu model geçişli kontrolcü yapısı .....	36
<b>Şekil 3.4.</b> 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V > 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_1$ , ikinci durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_2$ , üçüncü durum $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_6$ ) .....	44
<b>Şekil 3.5.</b> 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.07; V > 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_5$ , ikinci durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_2$ ).....	45
<b>Şekil 3.6.</b> 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V > 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_1$ , ikinci durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_2$ , üçüncü durum $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.14; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_8$ , dördüncü durum $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_6$ ).....	46
<b>Şekil 3.7.</b> 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum $\mu =$	

0.5; $\lambda_{ref} = 0.14; V > 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_7$ , ikinci durum $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07; V > 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_5$ , üçüncü durum $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_6$ , dördüncü durum $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V < 15m/s$ , seçilen kontrolcü $K_2$ ).....	47
<b>Şekil 3.8.</b> 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.035; V > 15m/s$ , kontrolcü $K_3$ , ikinci $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V > 15m/s$ , kontrolcü $K_1$ , üçüncü $\mu = 1; \lambda_{ref} = 0.15; V < 15m/s$ , kontrolcü $K_2$ , dördüncü $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.14; V < 15m/s$ , kontrolcü $K_8$ , beşinci $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.07; V < 15m/s$ , kontrolcü $K_6$ ).....	48
<b>Şekil 3.9.</b> 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3'daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli $\mu = 0.8 \rightarrow 0.2$ arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru asphalt ve karlı yol Burckhardt lastik modelleri için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır) .....	52
<b>Şekil 3.10.</b> 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3 daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli $\mu = 0.2 \rightarrow 0.8$ arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru asphalt ve karlı yol Burckhardt lastik modelleri için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır) .....	53
<b>Şekil 3.11.</b> 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3'daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli $\mu = 1 \rightarrow 0.2 \rightarrow 0.8$ arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru/ıslak asphalt karlı yol Burckhardt lastik modellerii için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır) .....	54
<b>Şekil 3.12.</b> 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3'daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli $\mu = 1 \rightarrow 0.2 \rightarrow 0.8 \rightarrow 0.2 \rightarrow 1$ arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru/ıslak asphalt karlı yol Burckhardt lastik modellerii için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır).....	55
<b>Şekil 4.1.</b> Çoklu model geçişli sistem için hazırlanan çoklu model geçişli gözlemci ve kontrolcü mimarileri .....	60
<b>Şekil 4.2.</b> ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının ıslak asphalt ( $\mu = 0.8$ ) durumundan kuru asphalt ( $\mu = 1.0$ ) durumuna geçiş esnasındaki performansı .....	65
<b>Şekil 4.3.</b> ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının kuru asphalt ( $\mu = 1.0$ ) durumundan ıslak asphalt ( $\mu = 0.8$ ) durumuna geçiş esnasındaki performansı.....	67
<b>Şekil 4.4.</b> ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının kuru asphalt ( $\mu = 1.0$ ) durumundan ıslak asphalt ( $\mu = 0.8$ ) durumuna ve daha sonra karlı ( $\mu = 0.2$ ) zemine geçiş esnasındaki performansı.....	69
<b>Şekil 4.5.</b> ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının ıslak asphalt ( $\mu = 0.8$ ) durumundan kuru asphalt ( $\mu = 1.0$ ) durumuna ve daha sonra karlı ( $\mu = 0.2$ ) zemine geçiş esnasındaki performansı.....	71
<b>Şekil 5.1.</b> ABS deney cihazı.....	73

<b>Şekil 5.2.</b> ABS deney cihazının şeması .....	74
<b>Şekil 5.3.</b> Model Geliştirilmesinde Kullanılan Ek Diyagram .....	76
<b>Şekil 5.4.</b> Deney cihazın üretici firma tarafından önerilen sürtünme karakteristiği	77
<b>Şekil 5.5.</b> Deney cihazına uygulanmış çoklu model geçişli kontrolcü yapısı. Burada geçişler aşağıdaki tekerleğin açısız hızına göre sağlanmaktadır.....	81
<b>Şekil 5.6.</b> Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğine hiçbir işlem uygulanmamıştır. ....	83
<b>Şekil 5.7.</b> Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.2, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğine hiçbir işlem uygulanmamıştır. ....	84
<b>Şekil 5.8.</b> Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.3, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğine hiçbir işlem uygulanmamıştır. ....	85
<b>Şekil 5.9.</b> Deney cihazın üst tekerleğinin çevresi tırtıklı bir bant ile kaplanmıştır .	86
<b>Şekil 5.10.</b> Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğinde sürtünme katsayısını arttırmak için üst tekerlek tırtıklı bant ile kaplanmıştır.....	87
<b>Şekil 5.11.</b> Deney düzeniği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.2, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğinde sürtünme katsayısını arttırmak için üst tekerlek tırtıklı bant ile kaplanmıştır.....	88
<b>Şekil 5.12.</b> Deney düzeniği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.3, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğinde sürtünme katsayısını arttırmak için üst tekerlek tırtıklı bant ile kaplanmıştır.....	89
<b>Şekil 5.13.</b> Değişken dik kuvvet uygulamak için hazırlanan düzenek (Artan dik kuvvet).....	90
<b>Şekil 5.14.</b> Değişken dik kuvvet uygulamak için hazırlanan düzenek (Azalan dik kuvvet).....	90
<b>Şekil 5.15.</b> Deney düzeneği ile gerçekleştirilen artan dik kuvvet test sonuçları, ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ ).....	92
<b>Şekil 5.16.</b> Deney düzeneği ile gerçekleştirilen azalan dik kuvvet test sonuçları, ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ ).....	93
<b>Şekil 6.1.</b> Değişken dik kuvvet uygulamak için hazırlanan düzenek .....	98



# SİMGELER VE KISALTMALAR

## Çeyrek Taşıt Modeli

$J_\omega$	Tekerlek eylemsizlik momenti
$m$	Taşıtın çeyrek kütlesi
$R_\omega$	Tekerlek yarıçapı
$F_x$	Boylamasına fren kuvveti
$\lambda$	Boylamasına kayma
$v$	Boylamasına taşıt hızı
$\omega$	Tekerleğin açısal hızı
$T_b$	Fren torku

## Padé yaklaşımı

$\tau$	Zaman gecikmesi
--------	-----------------

## Model Doğrusallaştırma

$x_1, x_2$	Fren eyleyici modelin durum parametreleri
$x_3$	Boylamasına kayma durum parametresi
$\lambda^*$	Fren kuvveti eğrisinin tepe noktası
$T_b^*$	Seçilmiş olan ideal kayma değri ( $\lambda = \lambda^*$ ) için elde edilen ideal tork

## Kontrolcü Tasarımı

$x_{ck}$	Kontrolcü durum parametresi
$e(t)$	Tek boyutlu giriş sinyali
$u_k(t)$	Kontrolcülerin bağımsız kontrol sinyali
$K_k$	Sistem Matrisi
$L_k$	Girdi matrisi
$M_k$	Hesaplama matrisi
$N_k$	Doğrudan iletme terimi

$C_k(s)$	Kontrolcü transfer fonksiyonu
$\Lambda_t$	Belirlenmiş hedef özdeğerler kümesi
$x_p$	Plant Durum parametresi
$H(.)$	Gelişigüzel parçalı sabit
$\delta_{kj}$	Kronecker üçgeni sembolü
$P$	Lyapunov matrisi
$Z_{ik}$	Lead-Lag kontrolcü sıfırı
$P_{ik}$	Lead-Lag kontrolcü kutubu
$q_{ik}$	Lead-Lag kontrolcü karakteristik denklemi katsayıları
$F_k$	Pre-Kömpansatör

#### **Durum ve Parametre Tahmini**

$\hat{V}_x$	Araç hız tahmini
$a_{meas}$	Ölçülmüş araç yavaşlama ivmesi
$\hat{\lambda}_{est}$	Boylamasına kayma oranı tahmini
$\omega_{meas}$	Ölçülmüş tekerlek açısal hızı
$K_\omega, K_x$	Gözlemci kazançları
$\hat{F}_{xk}$	Fren kuvveti tahmini ( $\hat{F}_{xk}(\hat{\lambda}_k)$ )
$\hat{a}_k$	Yavaşlama ivmesi tahmini
$J_k$	Maliyet fonksiyonu
$\tau$	Unutma faktörü
$\alpha_1, \alpha_2, \rho_1, \rho_2$	Ağırlık faktörleri

# 1. Giriş

## 1.1. ABS Probleminin Tanımı

ABS sistemi; tekerlek hız algılayıcıları, ABS hidrolik/elektrohidrolik veya elektromekanik sistemi ve kontrol ünitesi olmak üzere üç temel parçadan oluşmaktadır. Tekerleklerdeki hız algılayıcılarından gelen tekerlek hız sinyalleri ABS kontrol ünitesine gönderilmektedir. Kontrol ünitesi, tekerlek hızları ve aracın hızını işleyerek her bir tekerleğin kaymasını hesaplamakta ve kilitlenme eğilimi olan tekerlekleri tespit etmektedir.

Hidrolik devreye sahip bir ABS sisteminde, kilitlenme eğilimi olan tekerleklere iletilen fren basıncı ABS hidrolik sistemi vasıtasıyla azaltılmakta ve o tekerleklerin kilitlenmesi önlenmektedir. Tekerleklerin kayma derecesi belirli bir değerin altına indikten sonra o tekerleğe iletilen fren basıncı tekrar artırılmaktadır. Döngü bu şekilde devam ederek her durumda tekerleklerin kayma derecesi denetlenmektedir ve tekerlek kaymasının belirli bir aralıkta tutulması sağlanmaktadır.

Elektromekanik fren sistemine sahip bir ABS sisteminde ise her bir tekerleğin fren kuvvetinin en büyük olmasını sağlayan boylamasına kayma değeri tespit edildikten sonra geri beslemeli kontrol denetimi kuramı kullanılarak her bir tekerlekteki boylamasına kayma miktarı tespit edilen referans değere regüle edilmeye çalışılmaktadır. Elektromekanik fren sisteminin bant genişliği hidrolik sisteme göre çok daha yüksek olduğundan, hidrolik sistemin basıncı arttır-azalt stratejisi yerine sürekli bir basınç kontrolü yapmak mümkündür. Bu nedenle elektromekanik fren sistemi fren mesafesini azaltmada hidrolik sisteme göre çok daha büyük potansiyele sahiptir.

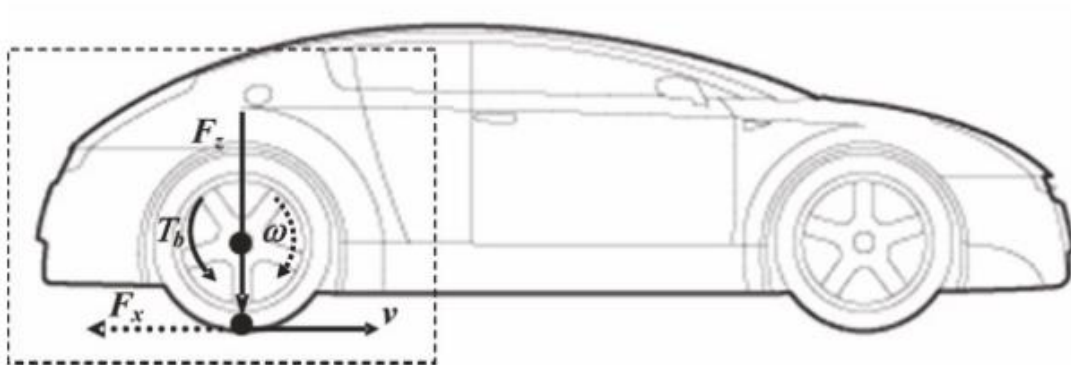
Öte yandan, elektromekanik fren sistemi yöntemi, elektrikli motor kontrolü ile hidrolik sistemin yapısal kısıtlarından ötürü kullanılamayacak kadar karmaşık ve daha etkin kontrol algoritmalarının kullanılmasına izin vermesiyle daha yüksek performanslı algoritmaların geliştirilmesine olanak tanımaktadır. Bu sistemin bileşenleri elektrik motoru, dişli kutusu ve bilyalı vida mekanizması ve bu mekanizmanın baskı uyguladığı fren balatalarıdır. Elektrik motorunun tork kontrolü yapılarak bilyalı mekanizmasının pozisyonu kontrol edilmekte ve dolaylı olarak fren balatalarına etki eden dik kuvvet yani fren torku kontrol edilebilmektedir.

Elektromekanik fren teknolojisi, henüz otomotiv pazarına sadece en yüksek segmentlerdeki taşıtlarda kullanılan bir teknoloji olsa da, gelecek senelerde, taşıt fren güvenliğini arttırmadaki etkinliği göz önünde bulundurulduğunda, yakın bir gelecekte tüm segmentlerde kullanılacağı öngörülmektedir.

Tez kapsamında yapılan çalışmalarda elektromekanik fren sistemine sahip bir taşıt üzerinde durulmaktadır. Bu tür bir fren sistemi rasyonel lastik modeli tabanlı kontrol algoritmalarının geliştirilmesine de olanak vermektedir. Burada geliştirmiş olduğumuz kontrol algoritmaları laboratuvar içi elektromekanik fren sistemi düzenekleriyle test edilmiştir.

## 1.2. Temel Denklemler

Fren algoritmalarının geliştirilmesinde çoğunlukla Şekil 1.1 de gösterilen çeyrek taşıt fren modelinden yararlanılmaktadır. Bu model frenleme esnasında tek bir lastiğin dinamiğini ele almaktadır. Mevcut analizde taşıtın  $v$  hızı ile sağ tarafa doğru hareket ettiği varsayılmaktadır. Bu esnada uygulanan fren torku nedeniyle oluşan fren kuvvetleri taşıtı yavaşlatmak için sola doğru etki etmektedir.



**Şekil 1.1.** Çeyrek Taşıt Fren Modeli

Çeyrek taşıt fren modelinin denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\begin{cases} J_\omega \dot{\omega} = R_\omega F_x - T_b \\ \dot{v} = -\frac{1}{m} F_x \end{cases} \quad (1.1)$$

Üstteki denklemde  $v$  taşıt hızını ve  $\omega$  tekerlek açışal hızını temsil etmektedir. Ayrıca,  $R_\omega$  tekerlek yarıçapını,  $m$  taşıtın çeyrek kütleini,  $J_\omega$  tekerlek eylemsizlik momentini ve  $T_b$  ABS kontrolcüsünün uyguladığı fren torkunu temsil etmektedir.

Fren sistemi için kontrol algoritması geliştirilmesi sürecinde boylamasına kaymanın tanımlanması gerekmektedir. Bir yol taşıtı, sabit hızla hareket ederken, taşıt hızı tekerlek açısal hızı ile doğru orantılı olup, orantı katsayısı tekerlek yarıçapı olmaktadır:

$$V = R_{\omega} \omega \quad (1.2)$$

Panik frenleme anında, sürücü tarafından fren pedalına basıldığı andan itibaren tekerlek hızlarının aniden düşmesine rağmen, aracın tepkisi göreceli olarak daha yavaştır. Bu durumun sonucu olarak da üstteki bağıntı geçersiz olur ve boylamasına tekerlek kayması ( $\lambda$ ) olarak adlandırılan yeni bir değişkenin türetilmesi gerekir:

$$\lambda = \frac{v - R_{\omega} \omega}{v} \quad (1.3)$$

Ani frenleme durumunda ABS sistemine sahip olmayan bir taşıtta tekerlek kaymasının belli bir eşik değerini aşması tekerlek kilitlenmesine neden olur. Tekere kilitlenmesi tekerlek kaymasının ( $\lambda = 1$ )'e eşit olması durumuna denk gelir. Tekerlekteki kilitlenme, tekerlek ile yol arasındaki sürtünme katsayısının mutlak değer olarak düşmesine neden olmaktadır. Bu durumun taşıt üzerinde iki etkisi vardır: nispeten azalmış sürtünme katsayısı sürtünme kuvvetinin düşük olmasına ve bunun sonucu olarak durma mesafesinin uzamasına neden olur. Ayrıca, tekerlekler direksiyondan gelen komutlara yanıt veremediğinden sürücü, taşıt üzerindeki hâkimiyetini kaybeder.

En kısa duruş mesafesi, lastik ve zemin durumuna göre değişiklik göstermekle birlikte, tekerlek kaymasının 0,1 – 0,2 değerleri arasında seyretmesi sonucunda elde edilir. Bu durumda sürtünme katsayısı ve buna karşılık gelen sürtünme kuvveti mutlak değer olarak en büyük değerlerini alır [1].

ABS kontrol sistemi, boylamasına kayma durumunun ideal boylamasına kayma durumunu takibi ilkesine göre çalışmaktadır. Dolayısıyla, kontrole yönelik bir modelin geliştirilmesi açısından, boylamasına kayma durumunun denklemlerde yer alması gerekmektedir:

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left( \frac{1}{m} (1 - \lambda) + \frac{R_{\omega}^2}{J_{\omega}} \right) F_x + \frac{1}{v} \frac{R_{\omega}}{J_{\omega}} T_b \\ \dot{v} = -\frac{1}{m} F_x \end{cases} \quad (1.4)$$

Üstteki denklemler ABS kontrol probleminin teorik/teknik zorluklarının anlaşılması açısından açıklayıcıdır:

- Fren dinamiği doğrusal değildir. Sistemdeki doğrusalsızlık kaynakları çok çeşitlidir. Hız durumu ilk denklemin paydasında yer almaktadır. Öte yandan, fren kuvveti tekerlek kaymalarının, taşıt hızının, tekerlek üzerindeki dik kuvvetin ve yol tutunma katsayısının doğrusal olmayan bir fonksiyonudur ve ilk denklemden bu kuvvetin bir sistem durumu olan  $\lambda$  ile çarpıldığı görülmektedir.
- Gerçek bir uygulamada, frenleme esnasında tekerlek yarıçapı değişkenlik gösterebilmektedir.
- Kontrol kanalı olan  $T_b$ , ABS eyleyicisi tarafından üretilmektedir ve gerçek bir uygulamada bu eyleyicinin bir zaman sabiti (time constant) ve bir gecikmesi (time delay) bulunmaktadır. Dolayısıyla eyleyici dinamikleri de ayrıca modellenmelidir.

### 1.3. Lastik Kuvvet Oluşumu Kuramı

Bu bölümde, lastik kuvvet oluşumunun temel ilkeleri açıklanmıştır.

#### 1.3.1. Lastik Kuvvet Oluşumunun Temel Özellikleri

Lastik kuvvetleri yol taşıtlarının dinamik davranışlarını belirledikleri için bunların modellenmeleri ile ilgili literatürde çok miktarda çalışma bulunmaktadır.

Viraj alan ve hızlanan/yavaşlayan bir taşıtın lastiğinde iki tip kayma meydana gelmektedir. *Boylamasına kayma*, taşıt düz frenleme/ivmelenme halindeyken meydana gelen ve bir önceki bölümde ifade edilen kayma tipidir. *Yanal kayma açısı* ise viraj alınırken anlık hız vektörü ve lastik düzlemi arasındaki açıdır. *Sade kayma koşulları* tek bir kayma tipinin var olduğu durumlarda gözlemlenen kayma tipinin (boylamasına veya yanal) var olduğu durumlardır. Başka bir deyişle, sade boylamasına kayma esnasında yanal kayma açısı olmamalıdır (taşıt düz doğrultuda giderken fren yapmaktadır ve direksiyon çevrili değildir). Öte yandan sade yanal kayma durumunda taşıt viraj almaktadır ancak frenleme/ivmelenme yoktur. Ayrıca *Bileşik Kayma* koşullarında her iki tip kayma koşulu aynı anda meydana gelmektedir.

Literatürde varolan lastik modellerinde sade ve bileşik kayma koşulları için çeşitli formülasyonlar önerilmiştir. Genel yaklaşım olarak öncelikle sade kayma koşulları ele alınmış ve her durum için ayrı ayrı boylamasına ve yanal lastik kuvvet formülasyonları türetilmiştir. Sonrasında bileşik kayma formülasyonu sade kayma formülasyonu üzerinden türetilmiştir.

Bu bölümde, lastiğin sade boylamasına kayma özellikleri tartışılmakta, ayrıca literatürde yer alan Pacejka ve Burckhardt lastik modellerinin kuvvet oluşturma özellikleri sunulmaktadır.

### 1.3.2. Doğrusal Olmayan Lastik Davranışı

Üzerinde herhangi bir çekiş/frenleme torku uygulanmayan, dik bir tekerleğin serbestçe düz bir yol yüzeyi üzerinde ve düz bir hat boyunca ilerlemesi halinde tüm kayma bileşenleri sıfır olmaktadır. Önceki kısımda da bahsedildiği üzere, bir çekiş/frenleme torku tekerlek dönme ekseninde etrafında uygulandığında, boylamasına kayma durumu oluşmaktadır. Bunun sonucunda, boylamasına yönde lastik deformasyonunun etkisiyle tutunma ve kayma bölgeleri oluşmakta ve fren/çekiş kuvvetleri meydana gelmektedir.

Boylamasına kayma  $\lambda$  tanımı aşağıda tekrarlanmaktadır:

$$\lambda = \frac{v_x - R\omega}{v_x} \quad (1.5)$$

İşareti pozitif iken  $\lambda$  pozitif bir boylamasına sürtünme kuvveti ( $F_x$ ) oluşmaktadır. Bu kuvvet çekiş kuvvetidir. Ancak mevcut çalışmada sadece fren kuvveti söz konusu olacağı için boylamasına kayma ve tekerlek fren kuvvetleri, her ne kadar negatif olarak ifade edilmeleri gerekse de, hep pozitif olarak ifade edileceklerdir.

Sade kayma durumunda  $F_x$  kuvveti yol tutunma katsayısı ( $\mu$ ), kayma bileşenlerinin ve tekerlek yükü  $F_z$  nin fonksiyonudur:

$$F_x = F_x(\mu, \lambda, \alpha, F_z) \quad (1.6)$$

Taşıt dinamiği literatüründe, lastik davranışının modellenmesi iki farklı yaklaşım ile yapılmaktadır:

- *Analitik lastik modelleri*, katı mekaniği kuramları kullanılarak detaylı lastik-yol temas bölgesi karakterizasyonunun yapılmasını, başka bir deyişle tekerlek ve

yol arasında oluşan kuvvetlerin ve momentlerin hesaplanmasını sağlayan son derece karmaşık modellerdir. Bu tür modeller, karmaşık matematiksel yapılarından ötürü, ne taşıt dinamiği benzetimi ne de taşıt dinamiği kontrolü çalışmaları için elverişlidir.

- Günümüzde lastik davranışını yansıtan bir diğer modelleme türü ise *ampirik lastik modellemesidir*. Günümüzde, ampirik lastik modellerinin en çok rağbet göreni ise Pacejka lastik modelidir. Bu model testler sonucu elde edilen lastik davranışını, birtakım trigonometrik fonksiyonlar kullanarak uydurmaya çalışmaktadır.

Doğrusal kuvvet üretimi ile ilgili Pacejka lastik modelinin formülasyonu aşağıda verilmiştir:

### 1.3.3. Pacejka Lastik Modeli (Magic Formula-MF):

Pacejka Lastik Modeli (Magic Formula-MF olarak da anılmaktadır) yaygın olarak araç dinamiği çalışmalarında kullanılan ampirik bir lastik modelleme formülasyonudur [2]. MF ampirik olarak tüm lastik kuvveti bileşenlerini sade ve bileşik kayma durumları için lastik yanal kayma açısı, boylamasına kayma, kamber açısı, normal yük cinsinden hesaplamaktadır.

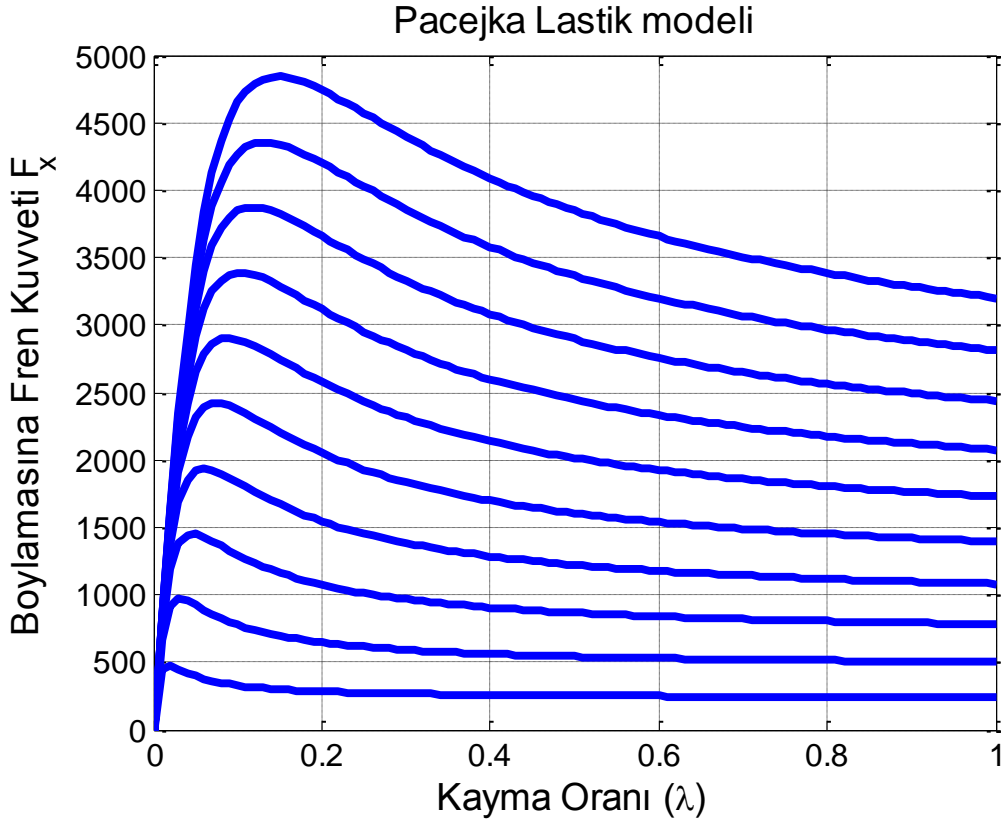
Sade boylamasına kayma durumunda, MF lastik boylamasına kuvveti aşağıdaki denkleme göre elde edilmektedir:

$$F_{x0} = D_x \sin(C_x \arctan\{B_x(1 - E_x)(\lambda_x) + E_x \arctan[B_x(\lambda_x)]\}) + S_{vx} \quad (1.7)$$

Üstteki denklemde  $B_x, C_x, D_x, E_x, S_{vx}$  katsayıları özellikle lastik yükü  $F_z$  ve bu çalışmada sifıra eşit olduğu kabul edilen lastik kamber açısına bağlıdır. Bu katsayıların değerleri bir dizi  $\kappa$  ve  $p$  katsayılarının fonksiyonu olarak ifade edilir ve bu katsayılar her bir lastik için deneysel olarak elde edilir.



$$\begin{aligned}
\lambda_x &= \lambda + S_{Hx} \\
D_x &= \mu_x F_z \\
C_x &= p_{C_{x1}} \kappa_{C_x} \\
E_x &= (p_{E_{x1}} + p_{E_{x2}} df_z + p_{E_{x3}} df_z^2) (1 - p_{E_{x4}} \text{sign}(\lambda_x)) \kappa_{E_x} \\
B_x &= \frac{K_{x\lambda}}{C_x D_x + \varepsilon_x} \\
\mu_x &= \frac{p_{D_{x1}} + p_{D_{x2}} df_z}{1 + \kappa_{\mu V} \lambda v / v_o} \kappa_{\mu x} \\
S_{Hx} &= (p_{H_{x1}} + p_{H_{x1}} df_z) \kappa_{Hx} \\
df_z &= \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \\
K_{x\lambda} &= F_z (p_{K_{x1}} + p_{K_{x2}} df_z) \exp(p_{K_{x3}} df_z) \kappa_{K_{x\lambda}} \\
S_{vx} &= F_z (p_{V_{x1}} + p_{V_{x2}} df_z) \kappa_{V_x} \kappa'_{\mu x} \\
\kappa'_{\mu x} &= (10 \kappa_{\mu x} / (1 + 9 \kappa_{\mu x}))
\end{aligned} \tag{1.8}$$



**Şekil 1.2.** Sade Boylamasına Kayma durumunda Pacejka Lastik modeli Davranışı ve üretilen fren kuvveti

Şekil 1.2'de, sade boylamasına kayma özellikleri tasvir edilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere Kuvvetlerdeki azalma yol tutunma (sürtünme) katsayısı ile

açıklanmaktadır: mevcut sürtünme katsayısı ve normal yükün çarpımı lastik tarafından üretilebilecek maksimum kuvveti vermektedir.

$$F_x = \mu_x \times F_z \quad (1.9)$$

#### 1.3.4. Burckhardt Lastik Modeli:

Burckhardt tarafından önerilen lastik modelinin [3] denklemi aşağıda verilmiştir;

$$F(\lambda) = c_1(1 - e^{-c_2\lambda}) - c_3\lambda \quad (1.10)$$

Bu modelde  $\lambda$  tekerlek boylamasına kaymasını,  $v$  taşıt hızını,  $c_i$  katsayıları ise birtakım lastik parametrelerini temsil etmektedir. Bu parametreler farklı yol tipleri için Tablo 1.1'de verilmiştir:

**Tablo 1.1.** Farklı Yol Tipleri için Burckhardt Lastik Modeli Parametreleri ( $\lambda^*$  ve  $T_b^*$  lastik modelinin tepe noktasından oluşan boylamasına kayma değerini ve o değere ulaşılmasını sağlayan tork girdisini ifade etmektedir).

Yol tipleri	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$\lambda^*$	$T_b^*$
<b>Kuru asfalt</b>	1.28	23.99	0.52	0.17	1403.9
<b>Islak asfalt</b>	0.86	33.82	0.35	0.131	964.7
<b>Kar</b>	0.19	94.13	0.06	0.061	222.9
<b>Buz</b>	0.05	306.39	0	0.13	60
<b>Kuru Kaldırım Taşı</b>	1.37	6.46	0.67	0.4	1198.3
<b>Islak Kaldırım Taşı</b>	0.4	33.71	0.12	0.14	455.56

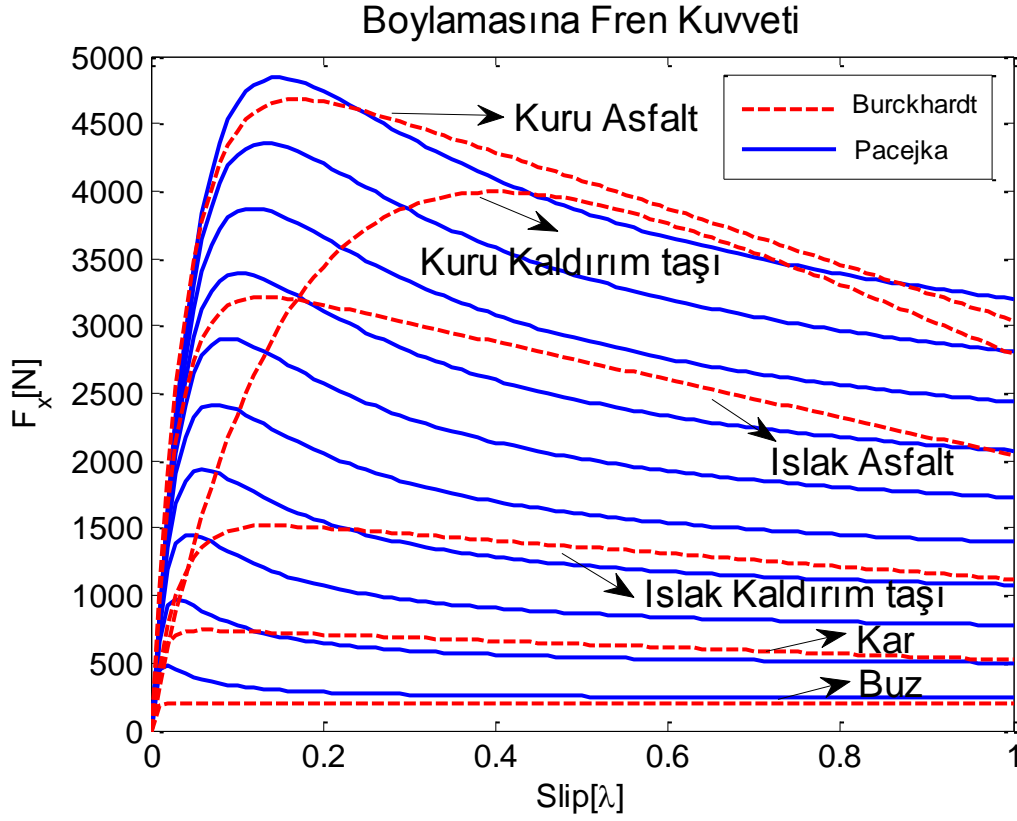
Burckhardt lastik modeli birçok araştırmacı tarafından ABS kontrol algoritması geliştirilmesinde kullanılmıştır [1].

#### 1.3.5. Pacejka ve Burckhardt lastik modelleri arasındaki olan benzerlikler:

Şekil 1.3'te Pacejka lastik modeli ve Burckhardt lastik modellerinin boylamasına fren kuvvetinin boylamasına kayma değeriyle değişimleri verilmiştir.

Şekilden de anlaşılacağı üzere, farklı yol tiplerinde Pacejka lastik modeli ve Burckhardt lastik modelleri benzer davranışlar sergilemektedir. Ortaya çıkan önemli bir davranış farklılığı Kuru Kaldırım Taşı Tipi yolda görülmektedir. Burckhardt tarafından belirlenen eğride bu tip yol için tepe noktasının hayli ötelendiği görülmektedir.

Yeni yaklaşımımızda Burckhardt tarafından belirlenen lastik eğrileri kontrolcü tasarımının dayanağı olmuştur. Başka bir deyişle, kontrolcü tasarımının temelinde taşıtın test alanında farklı yüzeylere sahip olan test yollarında frenleme testinin yapılması ve boylamasına kuvvet eğrilerinin tespit edilmesi yer almaktadır. Biz bu yolları Burckhardt lastik modeli ile modellendiğini varsayacağız. Öte yandan, taşıtın kullanımı esnasında üzerinde seyredeceği yollar muhakkak farklı boylamasına kuvvet üretilmesine neden olacaktır. Biz, bu rapor boyunca, kullanım esnasında karşılaşılabilecek eğrileri Pacejka lastik modeliyle modelleyeceğiz ve Pacejka lastik modeli eğrilerinin farklı yollar üzerinde edindikleri parametreleri bilmediğimizi varsayacağız. Bunun yerine test yollarında elde ettiğimiz Burckhardt lastik modellerini kullanarak kontrolcü tasarımları yapacağız. benzetimler esnasında Pacejka lastik eğrisini en çok yakınsayan Burckhardt lastik eğrisini belirleyeceğiz ve o eğri için geliştirilmiş olan kontrolcüyü devreye sokacağız.



**Şekil 1.3.** Burckhardt ve Pacejka lastik modelleri: Boylamasına Fren Kuvveti Boylamasına kayma ile değişimi

Öte yandan, farklı araştırmacılar tarafından başka lastik modelleride literatürde yer almaktadır bunlardan bazıları burada verilmiştir:

### 1.3.6. Kiencke ve Daiss Lastik Modeli:

Kiencke ve Daiss [4] tarafından önerilen lastik modeli aşağıda verilmiştir:

$$F(s) = k_s \frac{s}{c_1 s^2 + c_2 s + 1} \quad (1.11)$$

Bu modelde  $s$  tekerlek boylamasına kaymasını,  $k_s$  ve  $c_i$  katsayıları ise birtakım lastik parametrelerini temsil etmektedir.

### 1.3.7. Dugoff Lastik Modeli:

Dugoff [5] tarafından önerilen lastik modeli aşağıda verilmistir:

$$F_x = K_x \frac{s}{1 + s} f(\lambda), \quad (1.12)$$

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1 + s)}{2\sqrt{(K_x s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \quad (1.13)$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} (2 - \lambda)\lambda, & \lambda < 1 \\ 1, & \lambda \geq 1 \end{cases} \quad (1.14)$$

Bu modelde  $s$  tekerlek boylamasına kaymasını,  $\alpha$  tekerlek yanal kayma açısını,  $K_x$  tekerlek fren sertliğini (brake stiffness,  $K_x = \frac{\delta F_x}{\delta s}$ ),  $C_\alpha$  tekerlek yanal sertliğini (cornering stiffness,  $C_\alpha = \frac{\delta F_y}{\delta \alpha}$ ) ifade etmektedir. Model bileşik kayma koşulları için türetilmiştir.

### 1.3.8. Rasyonel Lastik Modeli

Jiang ve Gao'nun [6] önerdiği rasyonel model aşağıda verilmiştir:

$$\mu(\lambda) = 2\mu_p \lambda_p \left( \frac{\lambda}{\lambda_p^2 + \lambda^2} \right) \quad (1.15)$$

Bu modelde  $\lambda_p$  katsayısı belli bir işletim koşulu için geçerli olan ideal kayma değeridir.

Düşük kayma değerlerinde Jiang ve Gao tarafından önerilen rasyonel lastik modeli gerçek lastik davranışını az çok yansıtabilirken, yüksek kayma değerlerinde rasyonel lastik modeli gerçek lastik davranışına göre düşük fren kuvvetleri öngörmektedir.

### 1.4. Dayanıklı Kontrol Tabanlı ABS Kontrol Algoritmaları

ABS kontrol algoritmaları geliştirmesinde literatürde burada sayılmayacak kadar çalışma yer almaktadır. Ancak bu tez kapsamında yapılan çalışmada elektromekanik fren sistemi ile çalışabilen algoritmalar geliştirilmiştir, bu algoritmalar son on yıldır geliştirilmiş olan tel fren (brake by wire) teknolojisi mümkün kılan yöntemlere dayanmaktadır. Bu fren sistemi hidrolik fren sistemine göre frenleme esnasında sürekli sabit bir basınç uygulama, basınç uygulama esnasında titreşimlerin meydana gelmemesi, ve elektronik yapıya sahip diğer aktif kontrol sistemlerine entegre çalışabilmesi ile avantajlıdır.

Türkiye'de konu ile ilgili yoğun araştırmalar yapılmış ve özellikle Yazıcıoğlu ve Ünlüsoy [7] ayrıca Kayacan ve arkadaşlarının [8], [9] yapmış olduğu

çalışmalar incelenmiştir. Bu araştırmacılar [7] düzgün ve düzensiz sürtünme katsayısına sahip zeminde fren performansı ve fren esnasında direksiyon hâkimiyeti ve araç doğrultu kararlılığını artırmak amacıyla sade ve efektif bulanık mantık tabanlı kontrolcüler (simple and effective fuzzy logic controller) tasarlamışlar. Sistem tandem olarak çalışan iki tane kontrolcüden oluşmaktadır. Birinci kontrolcü boylamasına kayma kontrolünü ve ikinci kontrolcü yanal kayma hareket kontrolünü sağlamaktadır. Ayrıca [9] kayacan ve çalışma arkadaşları aracın hızına göre tekerlek kayma takibi için gri kayma-kipli kontrolcü (grey sliding-mode controller) tasarlamışlar. Önerilen kontrolcü, tekerlek kaymasını belli bir değeri takip etmesi için, sistemden gelen kayma oranına göre gerekli işlemi yapmaktadır. Gri sistem (gray system) ve kayma-kipli kontrolcü birleşimi Öviz ve çalışma arkadaşları [8] tarafından önerilmiştir.

Johansen ve çalışma arkadaşları [10] tarafından önerilen ABS kontrol algoritması kazanç uyarlamalı LQR kontrol kuramının kullanılması üzerine kuruludur. Algoritma tasarımı çeyrek taşıt fren modeli üzerinde sınanmıştır. Bu denklemlerde Burckhardt Lastik Modelinin doğrusal/yanal kayma ve sürtünme katsayısına göre uyarlanabilen bir versiyonu kullanılmıştır. Denklemler belirli bir yüzeyde maksimum fren kuvvetinin oluşmasını sağlayan doğrusal kayma değeri ve seçilen farklı tutunma katsayısı ve yanal kayma değerleri etrafında doğrusallaştırılmıştır. Elde edilen doğrusal denklemlerde hız değişken bir parametre olarak yer almaktadır, dolayısıyla tek değişken parametresi hız olan DPD formunda bir sistem elde edilmiştir. Bu sistem için kontrolcü sentezi aşamasında hızın fonksiyonu olan Lyapunov fonksiyonları kullanılmıştır. Yapılan kararlılık analizleri sonucunda tutunma katsayısının ve yanal kaymanın hangi aralıklarında sistemin kararlı hale getirilebileceği incelenmiştir. Sonuç olarak, kazanç uyarlamalı ABS kontrol algoritması geliştirilmesi konusunda öncü çalışma olarak nitelendirilebilecek bu çalışmanın temel eksiklikleri:

- Sadece hızın kazanç uyarlaması için kullanılması
- Dinamik olarak değişebilecek tutunma katsayısı durumuna göre uyarlanabilen kontrolcü sentezi yapılmaması
- İşletim esnasında fren kuvvetinin boylamasına kayma grafiğinin tahmin edilmeye çalışılmaması, başka bir deyişle yol yüzeyini tanımlayarak kendini güncelleyen bir ABS algoritma tasarımının önerilmemesi

şeklinde. Başka bir deyişle, bu çalışmada ABS kontrol algoritması tarafından takip edilmesi gereken anlık en iyi boylamasına kayma değeri algoritma tarafından hesaplanmamaktadır.

Yi ve çalışma arkadaşları [11] tarafından önerilen ABS kontrol algoritması doğrusal olmayan durum geri beslemeli adaptif bir kontrol yöntemi üzerine kuruludur. Araştırmacılar dinamik bir lastik modeli olan Lugre lastik modelini kullanmışlardır. Tasarımları esnasında lastik modelinin durumunun ve taşıt hızının pratikte ölçmenin mümkün olmadığını savunmuşlar ve bu iki durum için bir durum kestirme (state observer) algoritması tasarlamışlardır. Tasarım çeyrek taşıt fren modeli denklemleri üzerine kurulmuştur. Sonuç olarak, bu çalışmada hem kazanç uyarlamalı hem de yol yüzeyini tanımlayarak kendini güncelleyen ABS algoritma tasarımı yapılmıştır.

Solyom [12] tarafından önerilen ABS kontrol algoritması kazanç uyarlamalı PI ve PID kontrolcülerinin tasarlanması üzerine kuruludur. Fren kuvvetinin doğrusal kayma grafiğinin tepe noktasının solundaki pozitif eğimli bölge için bir kontrolcü tepe noktasının sağ tarafındaki negatif eğimli bölge için bir diğer kontrolcü tasarlanmıştır. Tutunma katsayısının tahmin edilmesi (direkt ölçüldüğü varsayılmıştır) ile en iyi doğrusal kayma değeri tespit edilmiştir; anlık kayma değerine göre üstte bahsi geçen iki kontrolcüden bir tanesi çalıştırılarak boylamasına kayma durumu istenilen değerde tutulmaya çalışılmıştır. Sonuç olarak, hem kazanç uyarlamalı hem de yol yüzeyini tanımlayarak kendini güncelleyen en temel (PID) ABS algoritma tasarımıdır. Bu tez kapsamında yenilikçi bir tahmin/kontrol çerçevesinde bu çalışmaya benzer tasarımlar uygulanmıştır. Ancak yapılan yeni çalışmada çoklu model geçişli kontrolcü ve gözlemci algoritmaları kullanılmıştır.

Corno ve çalışma arkadaşları [13] tarafından önerilen ABS kontrol algoritması hem kazanç uyarlamasız hem kazanç uyarlamalı  $H_{\infty}$  kontrolcülerinin tasarımı üzerine kuruludur. Kazanç uyarlamalı kontrolcülerden ilkinde kazançlar sadece hıza göre ayarlanmıştır; ikincisinde ise hem hıza hem de boylamasına kaymaya göre ayarlanmıştır. Diğer araştırmacıların aksine Corno ve çalışma arkadaşları model olarak iki tekerlekli fren modelini kullanmışlardır (motosiklet uygulaması yaptıkları için). Kontrolcü testlerini farklı hızlarda, farklı tutunma katsayılı yollarda ve en iyi boylamasına kayma değerinden küçük ve büyük referans kayma değerleri için yapmışlardır. Sonuç olarak, kazanç uyarlamalı  $H_{\infty}$  tipi kontrolcülerin sentezlendiği

bu kapsamlı çalışmanın temel eksikliği Yol yüzeyini tanımlayarak kendini güncelleyen bir ABS algoritmasının sunulmamasıdır.

### **1.5. Yol Yüzeyini Tanımlayarak Kendini Güncelleyen ABS Algoritmaları**

Üstte bahsi geçen Dayanıklı Kontrol Algoritmalarında ilke, genellikle boylamasına kayma durumunun ideal boylamasına kayma durumunu takip etmesidir. Bu tür kontrolcü tasarımlarında ise referans boylamasına kaymanın güncellenmesi için kullanılan algoritma, taşıtta kullanılan lastiğin tek bir yüzey tipiyle etkileşimi esnasında oluşan fren eğrisinin çok iyi bilinmesi kabulü ile elde edilmiştir, dolayısıyla temel eksiklikleri bulunmaktadır. Başka bir deyişle, tasarlanması gereken algoritma farklı tipten yol yüzeylerinde oluşan farklı niteliklerdeki fren kuvveti eğrilerini oluşturabilecek kapasitede olmalıdır.

Breuler [14] tarafından yapılan bir araştırmada, optimal kayma oranı yol sürtünme katsayısına bağlıdır. Fren kuvveti eğrisinin doğru olarak tanımlanabilmesi, anlık olarak en iyi boylamasına kayma değerinin tespit edilmesine ve kontrolcüye referans sinyali olarak verilmesine olanak vermektedir. Ayrıca değişen sistem modeline (fren kuvveti eğrisi değiştiği için sistem modeli de değişmektedir) göre uyarlanabilen bir kontrolcü yapısı sistem performansı açısından aranan bir özelliktir.

Çeşitli araştırmacıların yol yüzeyini tanımlayarak kendini güncelleyebilen ABS algoritma tasarımları aşağıda sunulmuştur:

Yi ve çalışma arkadaşları [11] çalışmalarında dinamik bir lastik modeli olan Lugre lastik modelini kullanmışlardır. Bu modelin parametrelerinden tek bir tanesinin güncellemesiyle farklı yüzey tiplerinde oluşan karakteristik fren eğrisini elde etmenin mümkün olduğunu savunmuşlardır. Araştırmacılar, çalışmalarında bu parametrenin güncellenmesini doğrusal olmayan bir gözlemci kullanarak sağlamışlardır.

Tanelli ve çalışma arkadaşları [15] çalışmalarında Burckhardt Lastik modelinin 3 adet parametresini değişen yol koşullarına göre hesaplanmasını Yinelemeli En Küçük Kareler (Recursive Least Squares) ve Maksimum Olabilirlik (Maximum Likelihood) yöntemleriyle sağlamışlardır. Fren kuvvetinin anlık değerini tahmin eden bir algoritma geliştirmişler, sonrasında ise Burckhardt lastik modelinin parametrelerini fren kuvvetini elde edebilmek için optimize etmişlerdir.



Sui ve çalışma arkadaşları [16] çalışmalarında hareketli ufuklu bir gözlemci (moving horizon observer) kullanarak hem frenleme esnasındaki taşıt hızını hem de Pacejka lastik modelinin 4 adet parametresini tahmin etmişlerdir.

Üstte bahsi geçen çalışmaların temel eksiklikleri aşağıda sunulmuştur:

- Sadece Yi ve çalışma arkadaşlarının çalışmasında önerilen gözlemci paralel olarak kontrol algoritmasında kullanılmıştır.
- Diğer önerilen yöntemlerin çevrimiçi bir ABS kontrol algoritması bünyesinde kullanılıp kullanılmayacaklarına dair ipuçları makalelerde bulunamamıştır.

Bu çalışmaların dışında, bu tezde sunulan çoklu model geçiş tabanlı ABS kontrol çalışmalarına literatürde rastlanmıştır:

Lee'nin çalışmasında [17] geri besleme doğrusallaştırma (feedback linearization) tabanlı ve sadece tutunma katsayısının güncellendiği bir ABS algoritması geliştirilmiştir. Çalışmanın temel eksiklikleri kontrol tasarımı aşamasında gerçek lastik kuvveti modelinin tamamen bilindiği varsayımı ve farklı yüzeylerin farklı tipte fren eğrilerine sahip olma durumunun esgeçilmesidir.

Wang ve çalışma arkadaşlarının çalışmasında [18] ise aynı yol tipinin 3 farklı sürtünme katsayısı için 3 adet kontrolcü tasarlanmıştır. Gerçek taşıt tepkileri ve 3 farklı yol koşulu üzerinde elde edilen taşıt tepkileri karşılaştırılmış ve hangi yol koşulunun mevcut duruma en yakın olduğu saptanmış, dolayısıyla o mod için geçerli olan kontrolcü devreye sokulmuştur. Bu çalışmanın da temel eksikliği yine tek tip yol (ve tutunma katsayısının sadece 3 ayrıık değeri) için kontrolcü tasarlanmış olmasıdır.

## **1.6. Tezin Amacı**

Bu tezin temel amacı elektromekanik fren sistemine sahip binek taşıtlara yönelik, yenilikçi, sürüş ve yol şartlarına göre uyarlanabilir, yüksek performanslı ABS (Antiblokaj Fren Sistemi) kontrol algoritmalarının tasarımıdır. Ayrıca, frenlenen lastiğin zemin ile etkileşimi esnasında meydana gelen fren kuvvetinin boylamasına kaymaya göre değişim grafiğinin tahmin edilmesine yönelik yenilikçi bir kestirme algoritması geliştirilecektir. Bu algoritmanın çıktısı olan parametrelerle teklif edilen ABS kontrol algoritmaları güncellenecek ve günümüz taşıtlarında kullanılan algoritmalara göre daha yüksek performanslı algoritmaların elde edilmesi hedeflenecektir.

## 1.7. Tezin Ana Hatları

Bu tez kapsamında yapılan faaliyetler burada özetlenmiştir. Bölüm ikide Pacejka lastik modeli tabanlı kontrolcü tasarımları yapılmıştır. Başlangıç olarak Ziegler-Nichols metodu uygulanmıştır ancak başarılı sonuçlar elde edilememiştir. Daha sonra 8 adet kazanç uyarlamalı PI kontrolcülerini tasarlanmış ve farklı benzetimler ile sınanmıştır. Taneli ve çalışma arkadaşları tarafından yapılan bir araştırmada [15] Zaman gecikmesi ve eyleyici dinamiği içermeyen bir sisteme uygulanan P kontrolcü yapısı bile çok iyi sonuçlar elde edilmektedir. Bu tez kapsamında tasarlanan kontrolcü yapılarında gerçek hayata yakınsamak amacıyla bir zaman gecikmesi ve eyleyici dinamiği sistem modeline eklenmiştir.

Üçüncü bölümde çoklu model geçişli kontrolcü algortiması sunulmuştur. Bu algoritma PI kontrolcü yapısına göre geçiş karalığına sahiptir. Geçiş kararlığını sağlamak için tasarım probleminin çözümünde Lyapunov matrisi metodu uygulanmıştır. Burada Pacejka modeli tabanlı 8 adet Lead-Lag kontrolcü tasarlanmıştır ve bu kontrolcülerin performansı bir önceki bölümde tasarlanan PI kontrolcüler ile sınanmıştır.

Dördüncü bölümde ise çoklu model geçişli gözlemci algoritmaları tasarlanmıştır. Bu algoritmalar Burckhardt lastik modeli tabanlıdır. Ek olarak bu gözlemci yapıları uygun Burckhardt lastik modeli tabanlı çoklu model geçişli kontrolcüler de tasarlanmıştır. Pacejka lastik modeli gerçek araç modeli olarak uygulanmıştır ve araç modelinden sadece tekerlek açısız hızı ve araç yavaşlama ivmesi ölçüldüğü varsayılmıştır, diğer parametreler gözlemciler tarafından tahmin edilmiş ve uygun olan fren basıncı kontrolcüler tarafından gerçek araç modeline uygulanmıştır.

Son bölümde, Inteco tarafından üretilen ABS deney kitinin modeli için çoklu model geçişli kontrolcüler tasarlanmıştır ve deneysel olarak bu düzenek üzerinde test edilmiştir. Ayrıca elde edilen bu sonuçlar PID ve relay kontrolcüler ile elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Daha sonra bu deney düzeneği üzerinde yapılan yeni bir düzenek kullanarak sürekli değişken sürtünme katsayısı deneyleri de yapılmıştır.

## 2. ABS problemi için PI Kontrolcü Tasarımı

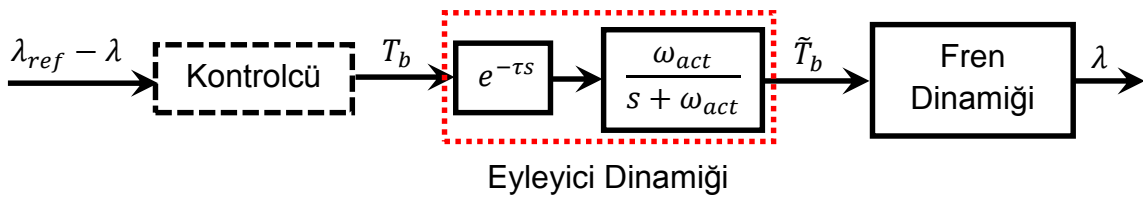
### 2.1. Giriş

Bu bölümde yapılan faaliyetlerin özeti aşağıda verilmiştir:

- Kontrol kanalı olan  $T_b$ , ABS eyleyicisi tarafından üretilmektedir ve gerçek bir uygulamada bu eyleyicinin bir zaman sabiti (time constant) ve bir gecikmesi bulunmaktadır (time delay). Dolayısıyla eyleyici dinamikleri Matlab Simulink ortamında sistem dinamiği modeline eklenmiştir.
- Elde edilen fren dinamiği modeli için jenerik PI kontrolcü tasarımları yapılmıştır. Tasarımlar esnasında öncelikle Ziegler Nichols metodu kullanılmıştır ancak bu yöntem ile başarılı kontrolcü tasarımı yapılamamıştır.
- Fren mesafesi ve referans kayma oranı tabanlı maliyet fonksiyonları elde edilmiş ve bu maliyet fonksiyonlarının minimize edilmesini sağlayan PI kontrolcüler farklı işletim şartları için tasarlanmıştır. Tasarlanan bu kontrolcüler değişken işletim şartları için kararlılık garantileri bulunmamaktadır. Ancak yapılan yoğun benzetim çalışmaları esnasında kararlılığın korunduğu gözlenmiştir.

### 2.2. Doğrusallaştırma:

ABS kontrol problemi doğrusal olmayan bir problemdir ve kontrolcü tasarımı esnasında sistemin doğrusal modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Benzetim modelinde lastik modeli olarak Pacejka tarafından önerilen Magic Formula ve daha sonra çoklu model geçişli kontrolcü tasarımında Burckhardt lastik modeli kullanılmıştır. Birinci bölümde de belirtildiği gibi bu lastik modelleri doğrusal değildir.



**Şekil 2.1.** Açık devre fren sistemi dinamiği, eyleyici dinamiği eklenmiştir

Fren dinamiğinin şeması şekil 2.1'de verilmiştir. Burada, sistemin gerçekçiliğini arttırmak için eyleyici dinamiği ve Padé gecikmesi sistem algoritmasına eklenmiştir. Burada zaman gecikmesinin eksponansiyel terimini hesaplamak için birinci dereceden Padé yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşımın transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir:

$$e^{-\tau s} \approx \frac{1 - t_d s}{1 + t_d s} \quad (2.1)$$

burada  $\tau$  zaman gecikmesini temsil etmemdir ve  $t_d = \frac{\tau}{2}$  'dir.

Şekil 2.1'de sunulan açık devre sistemin eyleyici dinamiğinin uzay durum denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\frac{1 + \omega_{act} t_d}{t_d} x_2 - \frac{\omega_{act}}{t_d} x_1 + T_b \\ \tilde{T}_b = \frac{\omega_{act}}{t_d} x_1 - \omega_{act} x_2 \end{cases} \quad (2.2)$$

burada  $x_1$  ve  $x_2$  fren eyleyici modelin durum parametreleri olarak seçilmiştir. Ayrıca Fren dinamiği modeli burada tekrarlanmıştır:

$$\dot{x}_3 = \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left[ \frac{1}{m} (1 - \lambda) + \frac{R_\omega^2}{J_\omega} \right] F_x + \frac{1}{v} \frac{R_\omega}{J_\omega} \tilde{T}_b \quad (2.3)$$

Doğrusallaştırma işleminde üçüncü durum parametresi  $x_3$  boylamasına kayma oranını temsil etmektedir. Dolayısıyla fren eğresinin maksimum değerini sağlayan kayma oranı  $\lambda^*$  etrafında yapılan doğrusallaştırma durum uzay matrisleri aşağıda verilmiştir:

$$\begin{pmatrix} \delta \dot{x}_1 \\ \delta \dot{x}_2 \\ \delta \dot{x}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{\omega_{act}}{t_d} & -\frac{1 + \omega_{act} t_d}{t_d} & 0 \\ \frac{\omega_{act} R_\omega}{J_\omega v t_d} & -\frac{\omega_{act} R_\omega}{J_\omega v} & \frac{\partial \dot{\lambda}}{\partial \lambda} \Big|_{\lambda^*} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} (\delta T_b) \quad (2.4)$$

burada  $\delta T_b = T_b - T_b^*$  ve  $T_b^*$  seçilen ideal kayma oranı ( $\lambda = \lambda^*$ ) için elde edilen torktur. Ayrıca denklem 9 matrisinde yer alan  $\frac{\partial \dot{\lambda}}{\partial \lambda} \Big|_{\lambda^*}$  terim doğrusal olmayan fren dinamiğinin jakobiyenidir.

Doğrusallaştırılmış ABS modeli için tasarlanan kontrolcüler sonraki bölümlerde verilmiştir. Bu kontrolcüler farklı hızlarda ve farklı yol tutunma katsayıları için verilmiştir. İlk olarak Pacejka lastik modeli tabanlı PI kontrolcülerini tasarlanmış, daha sonra çoklu model geçişli lead-lag kontrolcü yapıları uygulanmış ve benzetimlerle sınanmışlar.

### 2.3. Ziegler Nichols, Sisotool, Piddune sonuçları:

Çalışmanın ilk safhalarında Ziegler Nichols yöntemiyle PID kontrolcü tasarımı yapılmış ancak kontrolcülerin verimsiz olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra Matlab ortamındaki hazır fonksiyonlar *sisotool* ve *piddune* ile kontrolcüler tasarlanmıştır. Bu kontrolcüler her ne kadar verimli çalışıyor olsalar da tasarımlarında önceden programlanmış ve kullanıcı tarafından değiştirilemeyen maliyet fonksiyonları kullanılmaktadır. Dolayısıyla hazır fonksiyon kullanmak yerine, bu çalışmada referans kayma oranı takibi ve fren mesafesine bağlı iki adet maliyet fonksiyonunun seçilmesine karar verilmiştir.

### 2.4. ABS problemi için PI kontrolcü tasarımı

Bu kısımda, yukarıda bahsi geçen doğrusallaştırma işlemi kullanarak, Pacejka lastik modeli tabanlı, PI kontrolcüler tasarlanmıştır. Doğrusallaştırma işleminin parametreleri Tablo 2.1'de gösterilmiştir. Buna göre doğrusallaştırma işlemi:

- Farklı sürtünme katsayılarında ( $\mu$ )
- Farklı kayma oranlarında ( $\lambda_1^*$ ,  $\lambda_2^*$  ve  $\lambda_3^*$ )

gerçekleştirilmiştir. Bahsi geçen  $\lambda_2^*$  kayma oranı her bir sürtünme koşulu için en yüksek fren kuvvetinin elde edildiği orandır.  $\lambda_1^*$  oranı bu oranın yarısı ve  $\lambda_3^*$  oranı ise bu oranın iki katı olarak seçilmiştir. Başka bir deyişle  $\lambda_1^*$  lastiğin kayma oranıyla doğrusal bir şekilde kuvvet ürettiği doğrusal bölgesinde,  $\lambda_3^*$  ise lastiğin doğrusal olmayan bölgesinde seçilmiştir. Fren dinamiğinin  $\lambda_3^*$  değerinde kararsız olduğu hatırlanmalıdır (Fren torkunun bu bölgede sabit tutulması lastiğin kilitlemesine yol açmaktadır).

**Tablo 2.1.** Pacejka (Magic Formula) lastik modeline sahip fren dinamiği modelinin işletim noktaları  $\lambda^*$  ve  $T_b^*$

$\mu$	$\lambda_1^*$	$T_{b1}^*$	$\lambda_2^*$	$T_{b2}^*$	$\lambda_3^*$	$T_{b3}^*$
1	0.075	1280.3	0.15	1453.66	0.3	1319.52
0.9	0.065	1134.16	0.13	1308.65	0.26	1198.38
0.8	0.06	1023.45	0.12	1163.46	0.24	1056.56
0.7	0.05	876.9	0.1	1018.2	0.2	935.45
0.6	0.045	766.39	0.09	873.17	0.18	793.63
0.5	0.035	619.16	0.07	727.38	0.14	672.55
0.4	0.03	509.1	0.06	582.62	0.12	530.68
0.3	0.025	396	0.05	436.13	0.1	389.24
0.2	0.015	251.49	0.03	291.52	0.06	267.5
0.1	0.01	136.56	0.02	144.45	0.04	126.52

Farklı işletim koşulları için sistem matrisinin değerleri aşağıda verilmiştir. Bu matrisler tablo 2.1'de verilen farklı yol tutunma katsayıları ve bu katsayılar için Pacejka lastik modeli kullanarak elde edilen ideal boylamasına kayma değerleri için hazırlanmıştır. Ayrıca hıza göre dayanıklı bir kontrolcü yapısına sahip olmak amacıyla doğrusallaştırma işlemi iki farklı hız  $v = 20$  ve  $v = 10$  için hesaplanmıştır. Kontrolcü uzay matrislerinde

$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}; C = (0 \quad 0 \quad 1); D = 0,$$

olmak üzere, tüm durumlar için aynıdır.

Burada kuru ve ıslak asfalt ( $\mu = 1,0.5$ ) olmak üzere iki işletim koşulunda yapılan doğrusallaştırma matrisleri verilmiştir.

$$\mu = 1; \lambda^* = 0.15; V = 20ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 175 & -0.875 & 1.78 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 1; \lambda^* = 0.15; V = 10ms^{-1}$$

$$A_{12} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 350 & -1.75 & 3.56 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 0.5; \lambda^* = 0.035; V = 20ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 175 & -0.875 & 1.025 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 0.5; \lambda^* = 0.035; V = 10ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 350 & -1.75 & 2.049 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 0.5; \lambda^* = 0.07; V = 20ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 175 & -0.875 & -3.78 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 0.5; \lambda^* = 0.07; V = 10ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 350 & -1.75 & -7.56 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 0.5; \lambda^* = 0.14; V = 20ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 175 & -0.875 & 13.66 \end{pmatrix}$$

$$\mu = 0.5; \lambda^* = 0.14; V = 10ms^{-1}$$

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -14000 & -270 & 0 \\ 350 & -1.75 & 27.33 \end{pmatrix}$$

ilerleyen kısımlarda üstteki sistem matrisleri kullanılarak ABS kontrolcü tasarımları yapılmıştır.

## 2.5. Maliyet Fonksiyon Minimizasyon Tabanlı PI kontrolcü tasarımı:

Bu kısımda referans kayma değeri ve fren mesafesi tabanlı olmak üzere iki adet maliyet fonksiyonu tanımlanmaktadır. Kontrolcü tasarımları bu maliyet fonksiyonlarının minimizasyonları yapılarak elde edilmektedir.

### 2.5.1. Referans Kayma değeri Tabanlı Maliyet Fonksiyonu

Bu kısımda kullanılan maliyet fonksiyonu aşağıda verilmiştir:

$$J_1 = \int (\lambda_{ref} - \lambda)^2 dt \quad (2.5)$$

Her bir işletim koşulu için elde edilen en iyi  $K_p$  ve  $K_i$  kontrolcü parametreleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

**Tablo 2.2.** üç farklı  $\lambda^*$  için elde edilmiş PI kontrolcü kazançları ( $J_1$ ' e göre)

$\mu$	$\lambda_1^*$	$x_{fren}[m]$	$K_p$	$K_i$	$\lambda_2^*$	$x_{fren}[m]$	$K_p$	$K_i$	$\lambda_3^*$	$x_{fren}[m]$	$K_p$	$K_i$
0.1	0.01	166	6000	150000	0.02	161	3200	32000	0.04	187	3600	26000
0.2	0.015	91	14600	150000	0.03	80	4200	62000	0.06	87	2800	16000
0.3	0.025	58	11000	150000	0.05	54.6	3000	34000	0.1	59.5	2600	16000
0.4	0.03	45.7	14800	150000	0.06	41	2800	48000	0.12	44.5	2200	12000
0.5	0.035	38	15000	150000	0.07	32.3	2800	52000	0.14	36.2	2200	10000
0.6	0.045	30.8	14200	150000	0.09	29	2000	34000	0.18	31	1800	10000
0.7	0.05	27.2	15000	150000	0.1	25	1600	44000	0.2	27	1800	10000
0.8	0.06	23.5	14200	150000	0.12	22.6	1600	34000	0.24	23.5	1800	12000
0.9	0.065	21.4	15000	150000	0.13	20	1800	44000	0.26	21.3	2000	10000
1.0	0.075	19	15000	150000	0.15	18.3	2000	38000	0.3	19.3	1800	12000



### 2.5.2. Fren Mesafesi Tabanlı Maliyet Fonksiyonu

Bu kısımda kullanılan maliyet fonksiyonu fren mesafesinin karesinin zamana göre integralidir:

$$J_2 = \int (\text{fren mesafesi})^2 dt \quad (2.6)$$

Her bir işletim koşulu için elde edilen en iyi  $K_p$  ve  $K_i$  kontrolcü parametreleri Tablo 2.3'te verilmiştir.

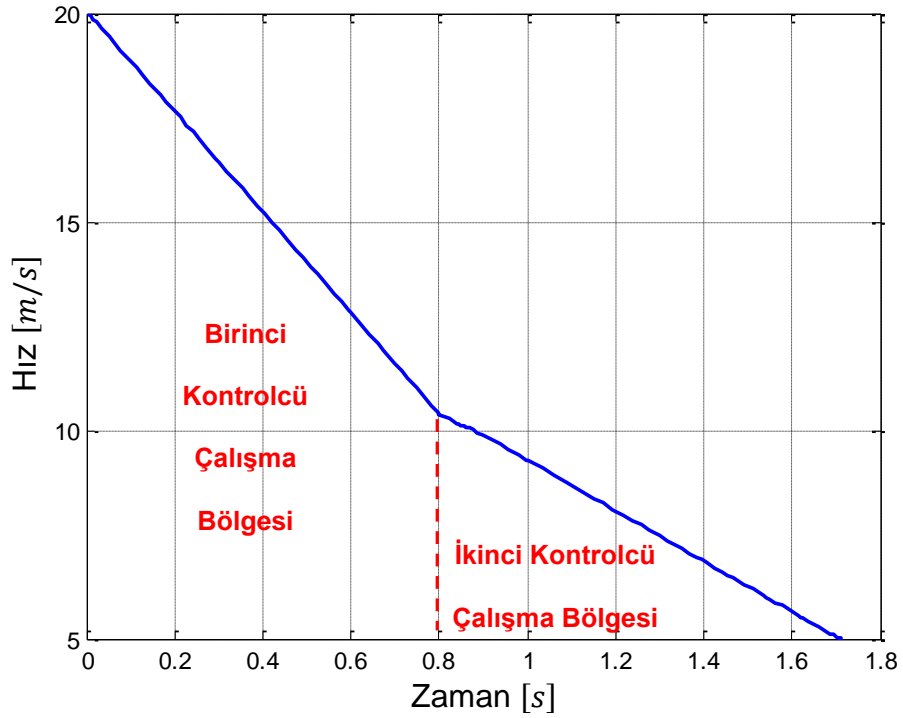
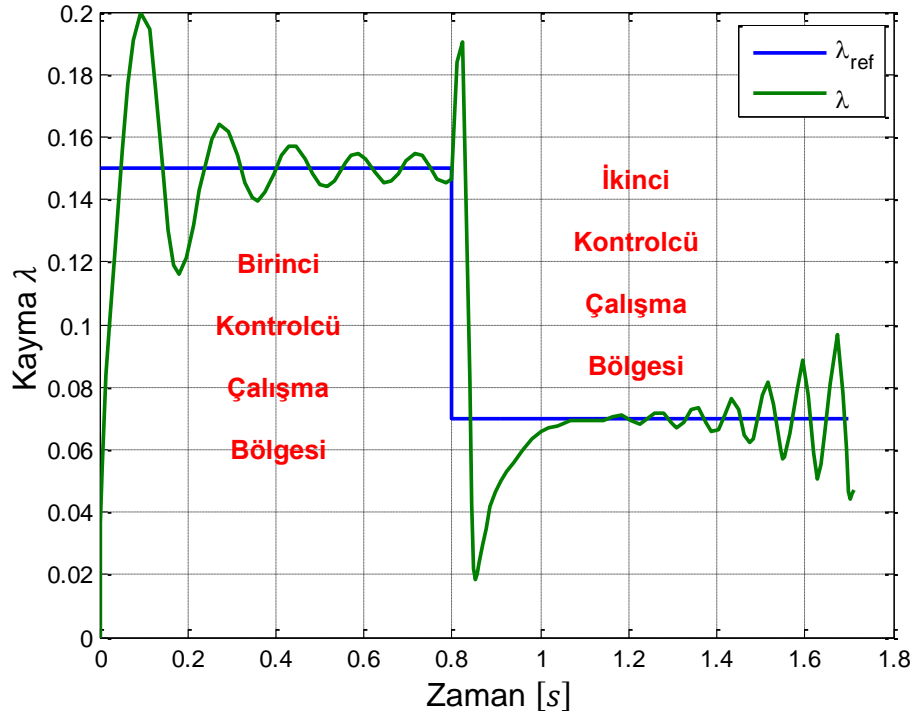
**Tablo 2.3.** üç farklı  $\lambda^*$  için elde edilmiş *PI* kontrolcü kazançları ( $J_2$ ' ye göre)

$\mu$	$\lambda_1^*$	$x_{fren}[m]$	$K_p$	$K_i$	$\lambda_2^*$	$x_{fren}[m]$	$K_p$	$K_i$	$\lambda_3^*$	$x_{fren}[m]$	$K_p$	$K_i$
0.1	0.01	178.55	15000	150000	0.02	173.7	6000	56000	0.04	212.6	5600	10000
0.2	0.015	91.02	15000	150000	0.03	82	5400	112000	0.06	98.3	6000	10000
0.3	0.025	58	15000	150000	0.05	56.4	5800	80000	0.1	64.4	5200	10000
0.4	0.03	45.6	15000	150000	0.06	41.3	5200	98000	0.12	47.9	5600	10000
0.5	0.035	38	15000	150000	0.07	32.96	5200	118000	0.14	38.2	6000	10000
0.6	0.045	30.8	15000	150000	0.09	28.3	6000	112000	0.18	30.74	5000	10000
0.7	0.05	27.2	15000	150000	0.1	23.7	3600	92000	0.2	26.46	5400	10000
0.8	0.06	23.4	15000	150000	0.12	21	3400	76000	0.24	22.6	2800	22000
0.9	0.065	21.3	14600	148000	0.13	18.75	3600	88000	0.26	20.17	2800	20000
1.0	0.075	19	15000	150000	0.15	17	4000	92000	0.3	18.1	4000	10000

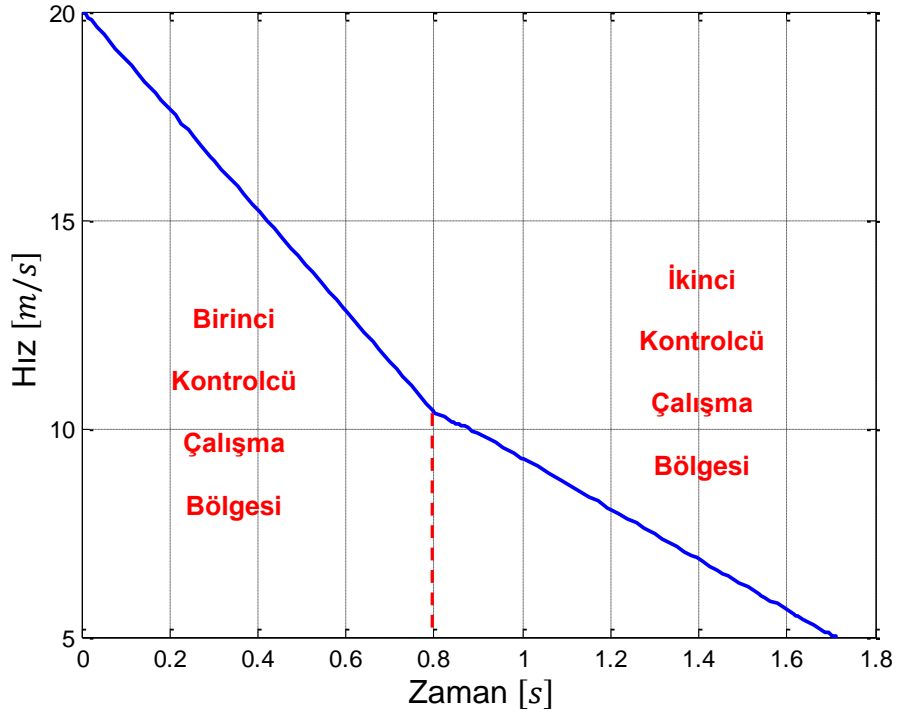
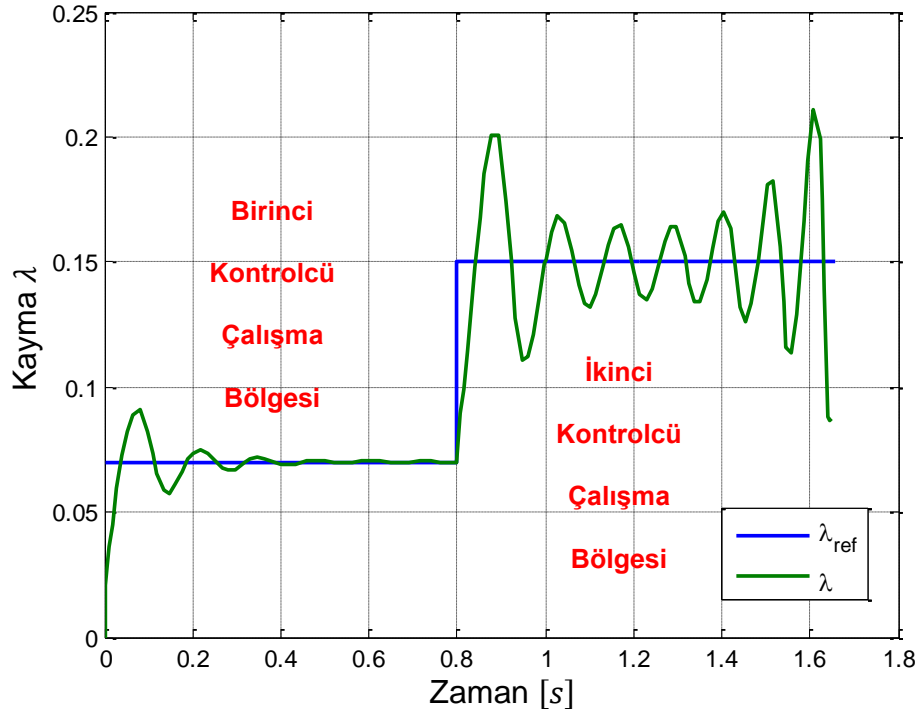
## 2.6. Benzetim Sonuçları

Şekil 2.2- 2.6 arasında farklı sürtünme katsayıları için tasarlanmış PI kontrolcülerinin çoklu geçiş benzetimi esnasındaki etkinlikleri verilmiştir. Yapılan gözlemler şöyledir:

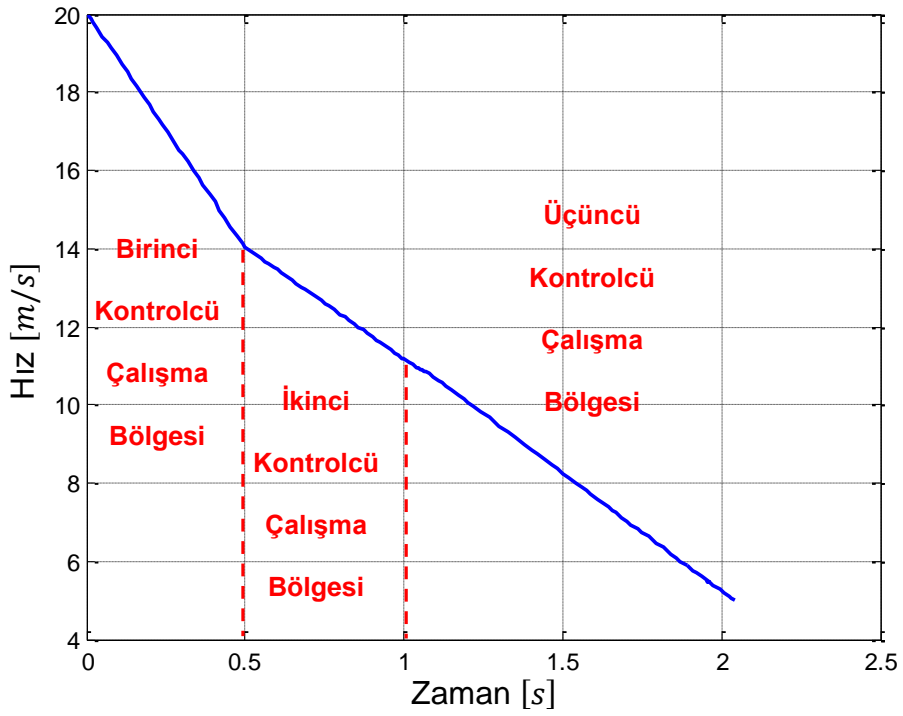
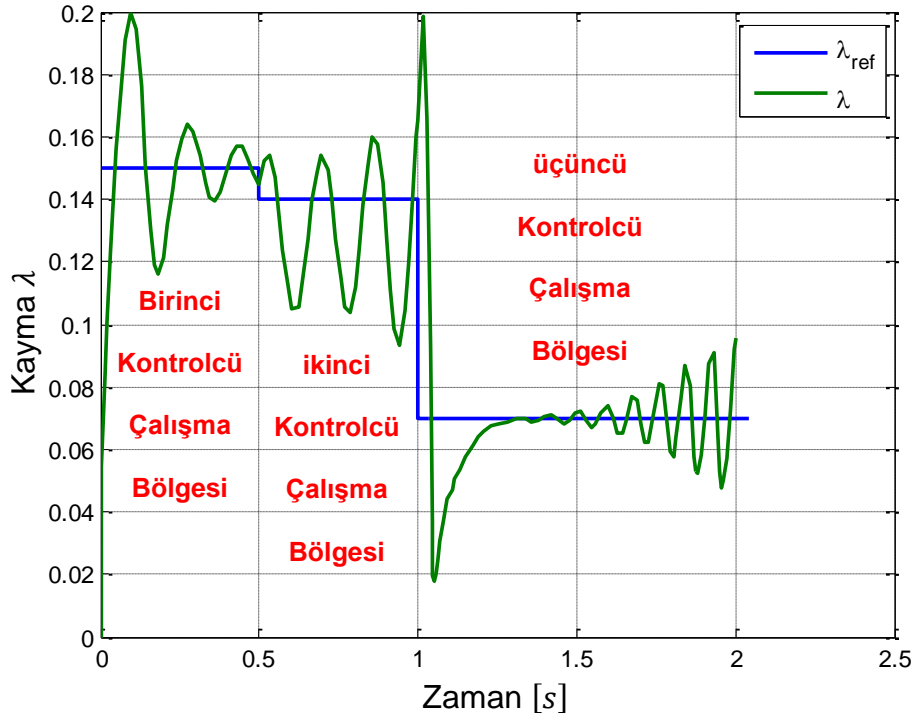
- Literatürde yer alan birçok çalışmada eyleyici dinamikleri kontrolcü tasarımına dahil edilmemiştir. Oysa Tanelli ve Savaresi [1] tarafından belirtildiği üzere bu tür bir durumda yüksek kazançlı bir P kontrolcünün bile çok iyi sonuçlar verdiği ispatlanabilmektedir. Uygulamada ise bu tür bir yaklaşım kesinlikle gerçekçi değildir.
- Eyleyici dinamiklerinin sisteme eklenmesi ile beraber kontrolcü tasarımı zorlaşmaktadır. Basamak kayma oranı takibi esnasında, sürekli rejim hatasını azaltmak için kontrolcü kazançları, zaman gecikmesi nedeniyle çok büyük seçilememektedir.
- Yaptığımız yoğun benzetim çalışmaları esnasında  $\lambda_1^*$  etrafında elde edilen doğrusal modellerin bant genişliklerinin düşük olduğu dolayısıyla bu bölgede tasarlanan kontrolcü kazançlarının diğer çalışma bölgelerine göre daha yüksek olması gerektiğini tespit etmiş bulunmaktayız.
- Frenlemenin son evrelerinde – taşıt çizgisel hızının düşük olduğu durumlarda- kapalı çevrim kontrol sisteminin kararsız olduğunu tespit etmiş durumdayız. Düşük hızlarda etkin kontrolcülerin ancak düşük kazançlarla elde edilebileceği görülmüştür.
- PI kontrolcü tasarımı esnasında farklı hızlar için farklı kontrolcüler tasarlanmamıştır (PI kontrolcüler farklı sürtünme katsayılarında farklı boylamasına kayma değerleri etrafında tasarlanmıştır). Ancak bir sonraki kısımda tarif edilen çoklu model geçişli lead lag tipi kontrolcü tasarımı esnasında hem yüksek ve düşük hızlar için hem de farklı sürtünme katsayıları için ayrı ayrı kontrolcüler tasarlanmıştır.
- Düşük hızlarda ABS sisteminin devreden çıkartıldığı ve konvansiyonel fren sisteminin devreye girdiği hatırlanmalıdır.



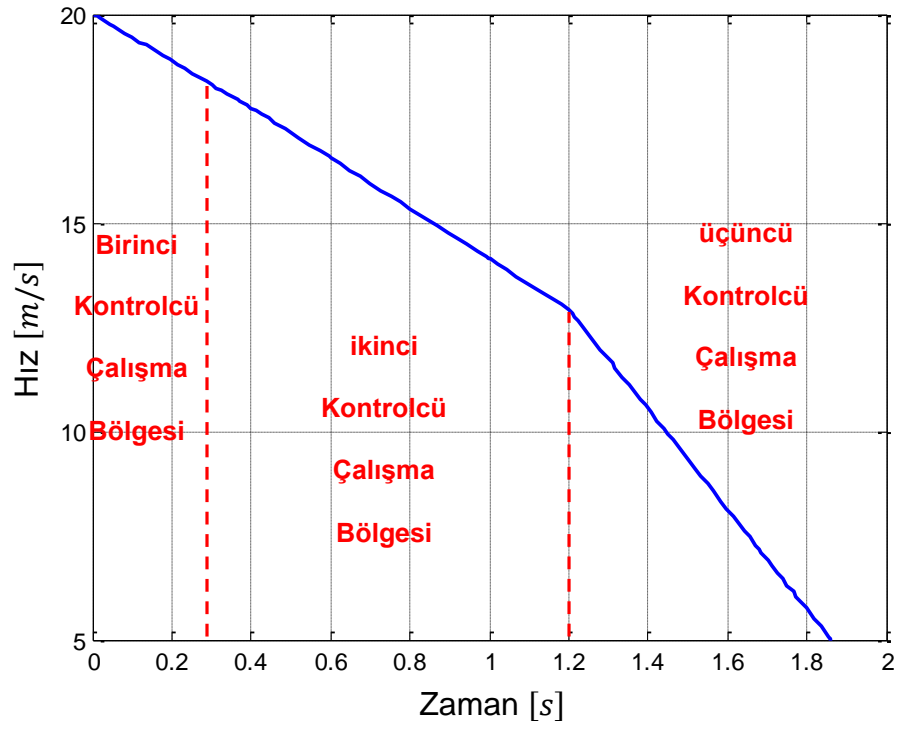
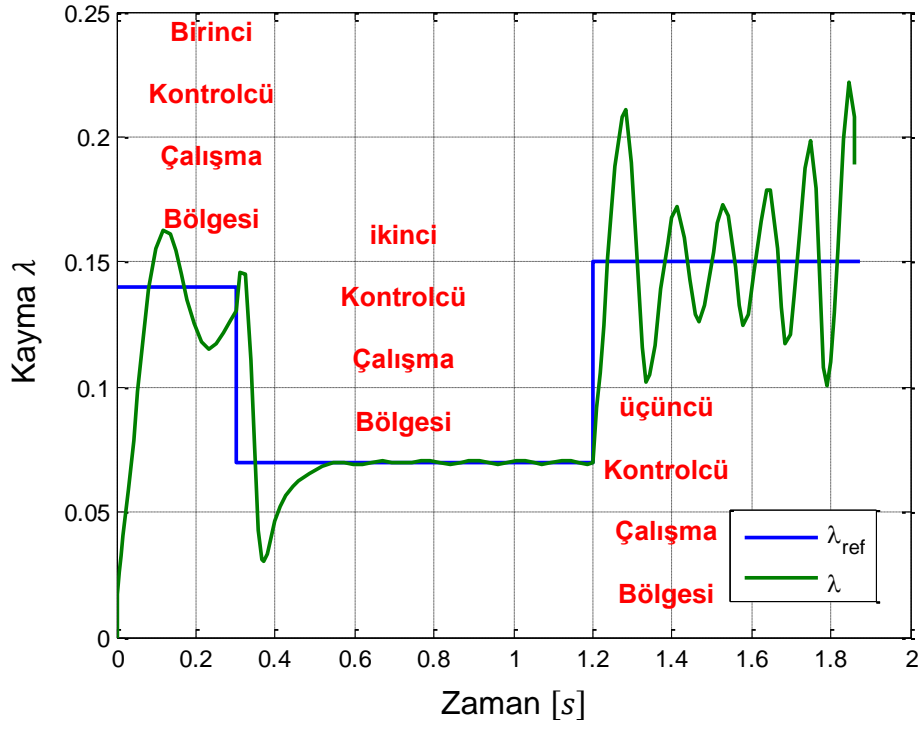
**Şekil 2.2.** PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ , ikinci çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ )



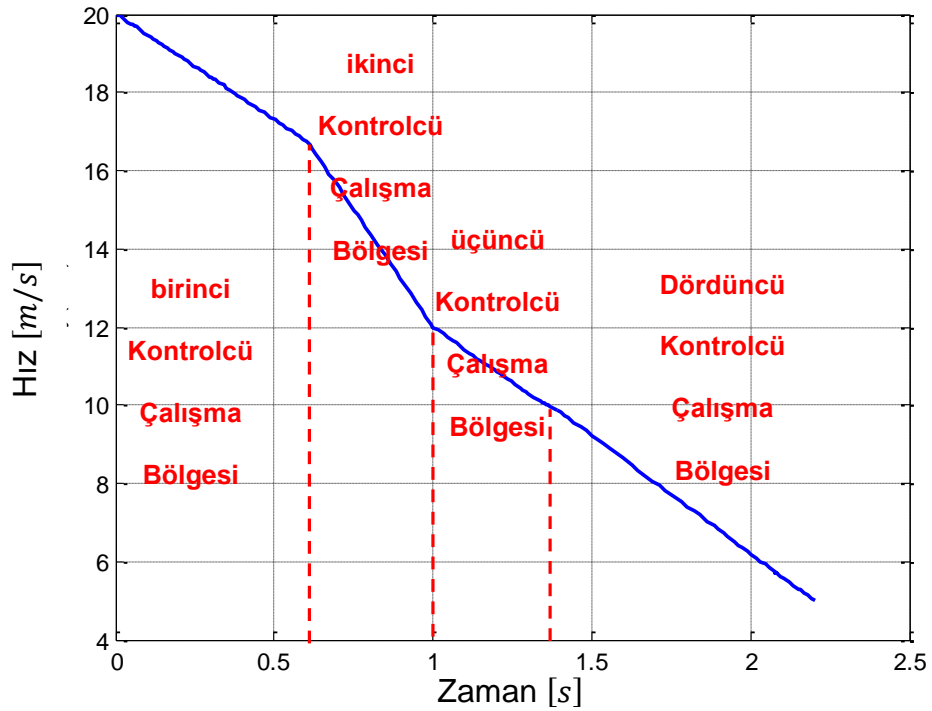
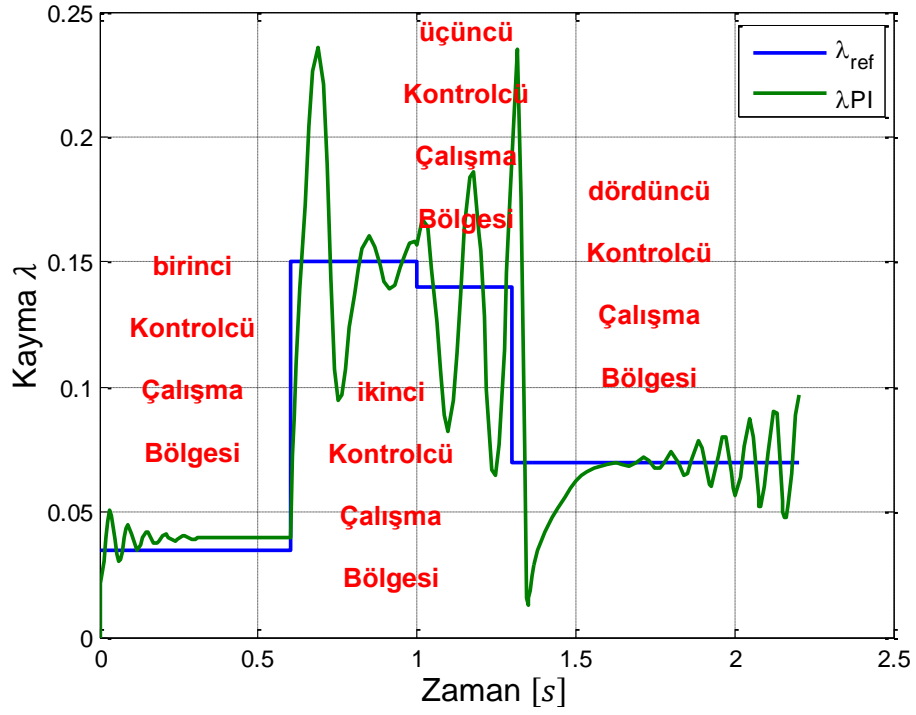
**Şekil 2.3.** PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ , ikinci çalışma bölgesi  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ )



**Şekil 2.4.** PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ , ikinci çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.14$  -kararsız bölge-, üçüncü çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ )



**Şekil 2.5.** PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.14$  -kararsız bölge-, ikinci çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ , üçüncü çalışma bölgesi  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ )



**Şekil 2.6.** PI çoklu model geçiş kontrolcülerinin performansı (Birinci çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.035$  -lastik eğrisinin birinci bölgesi-, ikinci çalışma bölgesi  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ , üçüncü çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.14$  -kararsız bölge-, dördüncü çalışma bölgesi  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ )



### **3. ABS Problemi için Çoklu Model Geçişli Lead Lag Kontrolcü Tasarımı**

#### **3.1. Giriş**

Her biri kararlı olan alt-sistemler arasında geçişler yapıldığında elde edilen bileşik sistemlerin birtakım işletim koşulları altında kararsızlaşabileceği bilinmektedir. Bir önceki bölümde PI kontrolcüler arası geçişlerin yapıldığı benzetim sonuçları verilmiştir. Ancak tasarlanan kontrolcüler arası geçişler esnasında oluşabilecek kararsızlık olasılığı göz önünde bulundurulmamıştır.

Bu bölümde gerçekleştirilen faaliyetler aşağıda verilmiştir

- Çoklu model geçişli kontrolcü tasarım teorisi bu bölümün birinci kısmında verilmiştir [20].
- Daha sonra pacejka lastik modeli tabanlı farklı sürtünme katsayısı geçişlerini ön gören geçiş kararlılığı garantisi olan 8 adet leag lag kontrolcü tasarlanmıştır (her sürtünme katsayısı için 20 m/s ve 10 m/s hızlarında ayrı ayrı iki kontrolcü tasarlanmış) ve PI kontrolcüler ile performansları kıyaslanmıştır. Geçiş kararlılığı kriterlerini sağlayan kontrolcülerin daha yüksek etkinlikte oldukları belirlenmiştir.
- Son olarak burckhardt lastik modeli tabanlı bir önceki kısımda bahsi geçen kontrolcüler gibi kontrolcüler tasarlanmış ve benzetimler ile sınanmıştır. Bu kontrolcüler bir sonraki bölümde burckhardt tabanlı çoklu model geçişli gözlemci yapılarında kullanılacaktır.

#### **3.2. Doğrusallaştırma**

Burada bir önceki bölümde PI kontrolcü tasarımı gibi Pacejka lastik modeli seçilmiştir ve lastik modeline göre doğrusallaştırma işlemi yapılmıştır. Daha sonra aşağıda bahsi geçen çoklu model geçişli kontrolcü yapıları hazırlanmıştır.

#### **3.3. Çoklu Model Geçişli Kontrolcü Tasarımı Teorisi**

Bu kısımda N mod'a sahip, gelişi güzel çoklu model geçişli kontrolcü algoritma tasarımı verilmiştir. Bu yaklaşım kapalı çevrim davranışının her mod için aynı olmasına ihtiyaç duyan bağımsız kontrolcü ile gerçekleşmektedir. Bu tasarımı gerçekleştirmek için geçişli kontrolcü yapısı seçilmiştir. Elde edilen kapalı çevrim sistem yapısını kararlı kılmak için genel Lyapunov fonksiyonu metodu uygulanmıştır. Ayrıca, kapalı çevrim geçiş davranışı geçiş aşamalarında analiz edilmiş ve tasarım

kriterleri geçişlerdeki performansı artırmak için türetilmiştir. Kapalı çevrim kararlılığı ve sürekli geçişin aynı anda uygulanabilmesi gösterilmiştir.

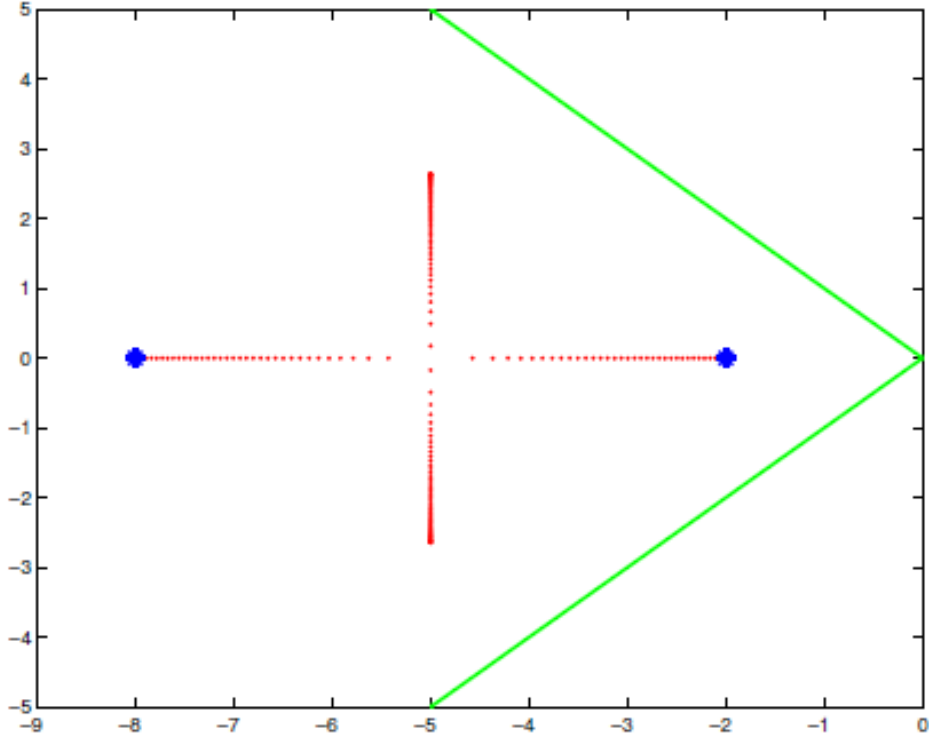
N tane alt sisteme sahip olan geçişli kontrolcü yapısını kararlı kılmak oldukça karmaşık bir işlemdir. Şüphesiz, N tane sistemden oluşan çoklu model geçişli sistemin asimptotik kararlılığı için, tüm alt sistemlerin  $\sum A_i, i \in \mathcal{J} = \{1, \dots, N\}$  ortak genel Lyapunov fonksiyonuna sahip olmaları gerekmektedir. Buna rağmen, yapılan araştırmalara göre [21] ortak genel Lyapunov fonksiyonu metodu her bir çift sistem  $(\sum A_i, \sum A_j), \forall i, j \in \mathcal{J}$  için uygulanması toplam alt-sistemlerin kararlılığı için yeterli değildir. Oysa araştırmacılar bir örnek ile böyle bir geçişli sistemin bazı sinyallerde kararsız olduğunu ve sonuç olarak ortak genel Lyapunov fonksiyonunun olmayabileceğini ispatlamışlardır. Geçişli sistemlerin asimptotik kararlılığı için var olan birçok cebirsel şart, matrislerin bileşim yapısına göre sunulmuştur. Bu bölümde ise sistem matrislerin genel bir geçişli kontrolcü yapısına sahip olduğu varsayılmıştır. Daha sonra seçilen kapalı çevrim sistem matrislerin kararlılığını sağlamak için su\_cient şartları uygulanmaktadır.

Kararlılık probleminin yanısıra, geçişli doğrusal sistemler doğrusal zaman ile değişmeyen (Linear Time Invariant) sistemlere göre ekstra süreklilik davranışı sergileyebilmektedir. Geçişli sistemler girdi sinyaller yanı sıra geçiş anlarında bile süreklilik sergileyebilmektedirler. Böyle bir etkiyi göstermek için bir geçişli sistem  $\sum A$  varsayılır ve bu sistem  $A = \{A_1, A_2\}$  aşağıdaki gibi verilir:

$$A_1 = \begin{pmatrix} -1 & 7 \\ -1 & -9 \end{pmatrix}, \quad A_2 = \begin{pmatrix} -9 & 7 \\ -1 & -1 \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

**Teorem (45° kriteri):**  $A = \{A_1, A_2\}, A_1, A_2 \in \mathbb{R}^{2 \times 2}$  ile tanımlanan geçişli doğrusal sistem ve gelişigüzel geçişli sinyallerin Lyapunov kararlılığını sağlayarak asimptotik kararlı olur eğer kalem-matrisinin özdeğer-lokus  $\sigma_\alpha[A_1, A_2] \alpha \in [0, 1]$  grafiği tamamen 45° bölgede yer alırsa [20].

Şekil 3.1’de verildiği gibi, elde edilen kalem-matris (Matrix-Pencil)  $\sigma_\alpha[A_1, A_2]$  özdeğere-lokus (Eigenvalue-Locus) grafiği tamamen 45° bölgede yer almaktadır (dikkatte alınmalıdır ki  $A_1$  ve  $A_2$  matrislerinin özdeğerleri  $\{-2 - 8\}$  aynıdır). Bundan dolayı geçişli sistem  $\sum A$  gelişigüzel geçişlerde asimptotik olarak kararlıdır.



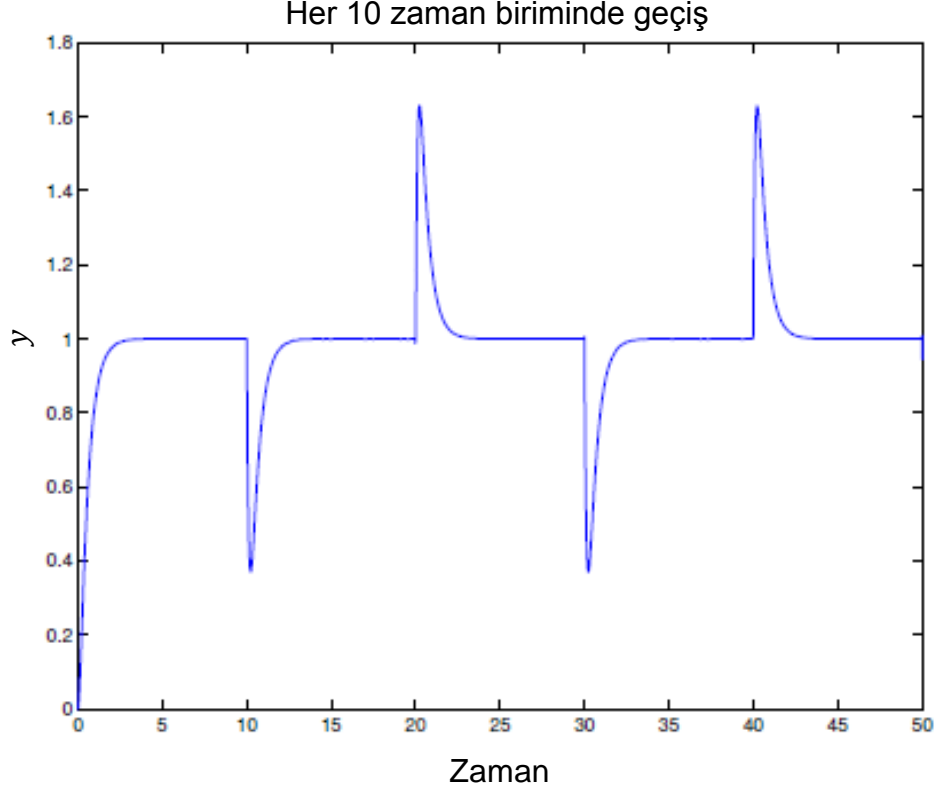
**Şekil 3.1.** Geçişli sistem  $\Sigma A$  ve sistem matrisleri (3.1) için elde edilen Özdeğer-Lokus grafiği

Şimdi girdi-çıkıtlı geçişli sistemi (Lyapunov teorisi) dikkate alıyoruz, bu sistemin sistem matrisleri  $A_1, A_2$ , giriş vektörleri  $b_1 = b_2 = (0 \ 2.2857)^T$  ve çıkış vektörleri  $c_1^T = c_2^T = (1 \ 0)$  olarak tanımlanmıştır. Burada otonom geçişli sistemin asimptotik kararlı olmasından dolayı girdi-çıkıtlı sistem BIBO kararlıdır [22].

SISO sistemin dinamikleri her bir mod için özdeştir ve aşağıdaki transfer fonksiyonu ile tanımlanmıştır:

$$G(s) = \frac{16}{s^2 + 10s + 16} \quad (3.2)$$

Şekil 3.2 geçişli girdi-çıkıtlı sistemin giriş birim basamak sinyaline verdiği çıkış tepkisi verilmiştir, burada her 10 zaman-biriminde geçiş gerçekleşmektedir. Geçişli sistemin sistem mod'u değişimi esnasında büyük süresiz tepkiler verdiği gözlemlenmiştir. Açıkça, böyle bir davranış kapalı çevrim kontrol sistem için makbul değildir.



**şekil 3.2.** Her 10 zaman-biriminde yapılan geçişlerde basamak sinyaline verilen tepki grafiği

Kapalı evrim sistemin kararlılığının yanı sıra, sistemin sureksiz davranışı, geçişli dinamiğe sahip olan kontrolcu tasarımlarında en önemli kriteridir.

### 3.4. Problemin Tanımı

Bu kısımda seçilen yaklaşım geçişli sistemlere yönelik kendine zgu kontrolcu tasarım metodu ile motive edilmiştir. Geçişli doğrusal dinamiğe sahip surete, kontrolcu öyle seçilmelidir ki kapalı çevrim sistem kararlı ve dinamik davranışı her bir plant-mod'unda benzer olsun. Boylce plant mod-geçişleri, kontrol hedefi olan değişimlerden dolayı yapılır ve surete uygulanan parazit ve gürültülerden dolayı gerçekleşmez.

Bu kısımda  $N$  tane mod'lu, zaman ile değişken, parçalı sabit dinamiğe sahip SISO plant'ler seçilmiştir. Herbir andaki dinamik otonom olmayan LTI sistemler  $(A_i, B_i, C_i), i \in \mathcal{J} = \{1, \dots, N\}$  ile tanımlanır. Böylece plant dinamikleri gelişi güzel geçiş sinyalleri  $\sigma \in \mathbb{R}^+ \rightarrow \mathcal{J}$  ile otonom olmayan geçişli sistemler vasıtasıyla verilmektedir:

$$\begin{aligned} \dot{x}_p(t) &= A_{\sigma(t)}x_p(t) + B_{\sigma(t)}u(t) \\ y(t) &= C_{\sigma(t)}x_p(t) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Plant durumu  $x_p \in \mathbb{R}^{n_p}$  ile ifade edilir, girdi  $u(t)$  ve çıktı  $y(t)$  ise skaldır. Burada her bir mod  $i \in \mathcal{J}$  için elde edilen LTI sistemlerin  $(A_i, B_i, C_i)$  kontrol edilebilir ve kanonik kontrol formatında olması istenilmektedir:

$$A_i = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & 0 & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 1 \\ -q_{0i} & -q_{1i} & \dots & \dots & -q_{n_p-1,i} \end{pmatrix}, \quad B_i = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

ve  $C_i = (p_{10} \quad \dots \quad p_{n_p-1,i})$ .

Her bir mod  $i \in \mathcal{J}$  için LTI dinamik sistemini  $(A_i, B_i, C_i)$  ifade etmek amacıyla transfer fonksiyonu verilmiştir:

$$P_i(s) = \frac{p_{n_p-1,i}s^{n_p-1} + \dots p_{1i}s + p_{0i}}{s^{n_p} + q_{n_p-1,i}s^{n_p-1} + \dots q_{1i}s + q_{0i}} \quad (3.5)$$

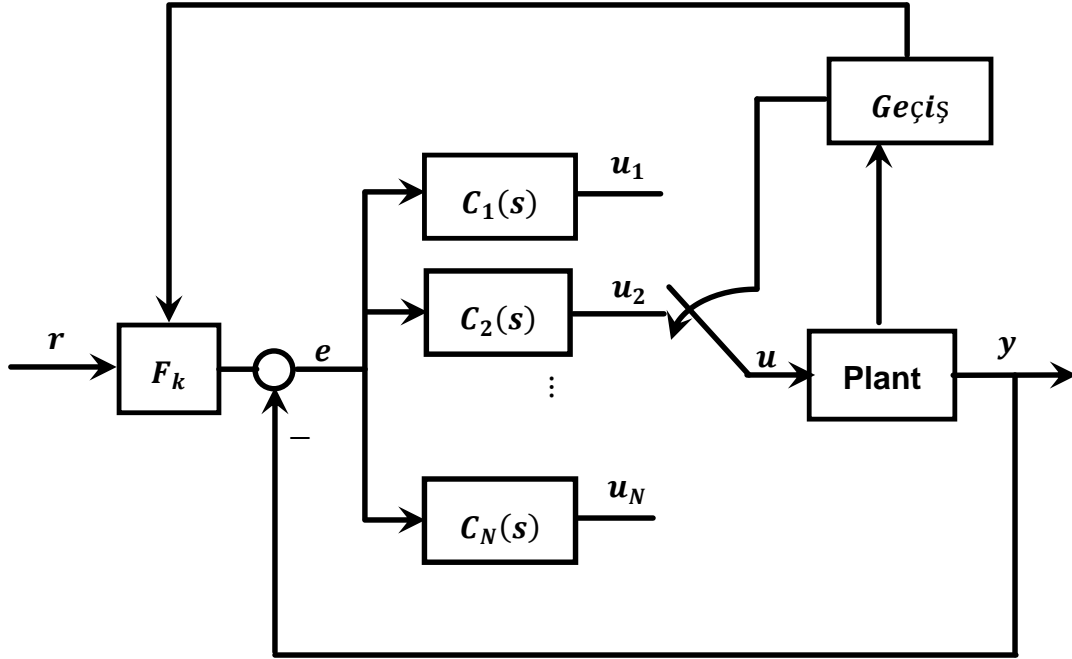
Burada plant mod-geçişlerinin anında algılanabilir olmasını varsayabiliriz öyle ki geçiş anları kontrolcüye tanımlanmış varsıyalabilir.

Amaç öyle bir kontrolcü tasarlanmasıdır ki kapalı çevrim sistemi;

- Gelişigüzel geçiş sinyalleri için asimptotik karalılığı sağlayabilsin,
- $\Lambda_t \subset \mathbb{C}_-$  kutupları iğerip, plant modlarından  $i \in \mathcal{J}$  bağımsız olarak belirleyebilsin,
- Geçiş anlarında en az süreksiz tepkiye sahip olabilsin.

### 3.5. Kontrol tasarımı amacı ve kararlılık

Tasarım hedeflerini elde etmek amacıyla her bir plant mod'u  $i \in \mathcal{J}$  için birbirinden bağımsız kontrolcü yapıları birleştirilmiştir. Şekil 3.3'te görüldüğü gibi kontrolcü yapısı öyle seçilmiştir ki her kontrolcü zamandan bağımsız bir LTI sistemidir. Böyle bir geçişli kontrolcü yapısı lokal-durum kontrolcü olarak adlandırılır.



Şekil 3.3. çoklu model geçişli kontrolcü yapısı

Plant'a geçiş anlarında geçiş birim (SU) plant girdisi  $u$ 'yu ilgili kontrolcü çıkışı  $u_i$ 'ye bağlar ve ilgili ön düzenleyici  $F_i$  kazancını ayarlar. Böylece her andaki durum için N tane kontrolcü arasından sadece birisi kapalı çevrimde çalışabilir. Burada plant ve kontrolcü sinyalleri geçişlerinde zaman gecikmesinin olmadığı varsayılmıştır öyle ki her ne zaman plant mod  $i$ 'de ise bu mod ile ilgili olan kontrolcü  $C_i(s)$  devrededir.

Lokal-durum kontrolcüye ait bağımsız kontrolcü dinamikleri burada verilmiştir:

$$\begin{aligned} \dot{x}_i(t) &= K_i x_i(t) + L_i e(t) \\ u_i(t) &= M_i x_i(t) + J_i e(t) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Burada  $x_i(t) \in \mathbb{R}^{n_c}$  mod  $i \in \mathcal{J}$  ait kontrolcü durum-vektörüdür; girdi  $e(t) \in \mathbb{R}$  tüm kontrolcüler  $i \in \mathcal{J}$  tarafından paylaşılmaktadır ve her kontrolcü kendine özgün kontrolcü sinyaline  $u_i(t) \in \mathbb{R}$  sahiptir. Kontrolcü uzay durum matrislerinin boyutu  $K_i \in \mathbb{R}^{n_c \times n_c}$ ,  $L_i, M_i^T \in \mathbb{R}^{n_c}$  ve  $J_i \in \mathbb{R}$ .

Bu kontrolcü yapısının önemli özelliği her bir bağımsız kontrolcünün kendine özgü bir durum-vektörünün  $x_i$  olmasıdır. Böylece, geçişli kapalı çevrim sistemin durum vektörü plant durumları  $x_p$  ve bağımsız kontrolcülerin lokal durumlarından  $x_i$  oluşmaktadır  $x = (x_p^T \ x_1^T \ \dots \ x_N^T)^T$ . Daha sonra otonom kapalı çevrim aşağıdaki gibi verilir:

$$\dot{x}(t) = H(t)x(t), H(t) \in \mathcal{H} = \{H_1, \dots, H_N\} \subset \mathbb{R}^{n_c \times n_c} \quad (3.7)$$

Burada  $n = n_p + Nn_c$ . lokal-durum kontrolcü aşağıdaki kapalı çevrim sistem matrislerini tüm  $i \in \mathcal{J}$  mod'lar için vermektedir:

$$H_i = \begin{pmatrix} A_i - B_i J_i C_i & B_1 M_1 \delta_{i1} & \dots & \dots & B_N M_N \delta_{iN} \\ -L_1 C_1 & K_1 & 0 & \dots & 0 \\ -L_2 C_2 & 0 & K_2 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ -L_N C_N & 0 & \dots & 0 & K_N \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

Burada  $\delta_i$  Kronecker sembolüdür.

Kontrolcü tasarımı için elde edilen LTI sistemlere standart kutup-yerleştirme yöntemi uygulanmıştır. Her bir mod  $i$  için elde edilen kontrolcü  $C_i(s) = M_i(sI - K_i)^{-1}L_i + J_i$  transfer fonksiyonu ile verilmiştir. Her mod  $i$  için kontrolcü  $C_i(s)$  tasarımları öyle yapılmalıdır ki kapalı çevrim transfer fonksiyonunun

$$T_i(s) = \frac{C_i(s)G_i(s)}{1 + C_i(s)G_i(s)} \quad (3.9)$$

kutupları  $\Lambda_t = \{\lambda_1, \dots, \lambda_{n_p+n_c}\}$  olsun.

Ayrıca yukarıda bahsi geçen  $H_i$  matrislerinde her bir mod  $i$  için özdeğerler kümesi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\sigma(H_i) = \Lambda_t \cup \bigcup_{l \neq i} \sigma K_l, \quad i \in \mathcal{J} \quad (3.10)$$

Elde edilen toplam sistemin kararlılığını sağlamak için  $H: \mathbb{R} \rightarrow \mathcal{H} = \{H_1, \dots, H_i\} \subset \mathbb{R}^{n \times n}$  genel Lyapunov matris metodu uygulanmalıdır.

Lyapunov teorisi yıllar boyunca doğrusal ve doğrusal olmayan sistemlerin kararlılık analizlerinde çok önemli rol oynamıştır [22, 23, 24]. Bu yüzden birçok geçişli sistemlerin kararlılık araştırması bu teoriyi kullanarak yapılmıştır.

**Teorem (Genel Lyapunov Matris)** [25] her bir mod için  $P = P^T > 0$ ;

$$H_k^T P + P H_k < 0; k \in \mathcal{J} \quad (3.11)$$

Sağlayabilirse, o zaman geçişli sistem asimptotik olarak kararlıdır.

Böyle bir genel Lyapunov matrisinin olması geçişli sistemin kararlılığı için yeterlidir ama gerekli değildir [26]. Yine de yapılan araştırmalar [27] bu şartın bazı sistemlerde gerekli olduğunu göstermiştir.

Son olarak kontrolcü tasarımında:

- 1- Genel hedef özdeğerler seçilmiştir  $\Lambda_t = \{\lambda_1, \dots, \lambda_{n_p+n_c}\}$ . Yukarıda bahsi geçen açık devre fren dinamiği derecesi  $n_p$  olmaktadır. Bu sisteme  $n_c$  derecesinden bir kontrolcünün eklenmesi her kontrol devresinin derecesi  $n = n_p + n_c$  olarak tanımlanır. Böylece hedef özdeğerler  $\Lambda_t$  kümesinin boyutu  $n$  olmalıdır.
- 2- Genel Lyapunov Fonksiyonu sistem kararlılığı için uygulanmıştır.

### 3.6. Çoklu Model Geçişli Sistem için Lead Lag Kontrolcü Tasarımı:

Yukarıda bahsi geçtiği gibi kontrolcü tasarımı için bir dizi hedef özdeğer kümesi seçilir ve bu özdeğerler kapalı çevrim sisteme kutup yerleştirme yöntemi kullanarak uygulanacaktır. Bu çalışmanın 2. kısımda elde edilen fren dinamiği sistemin derecesi  $n_p = 3$  olarak elde edilmiştir ve kutup yerleştirme işlemi yapmak amacıyla  $n_c = 2$  dereceden lead-lag kontrolcü yapısı seçilmiştir. Böylece ortak özdeğerler kümesi boyutu  $n = 5$  olmalıdır. Seçilen ikinci dereceden klasik lead-lag kontrolcüsü beş tane bağımsız parametreden (bir kazanç, iki kutup ve iki sıfır) oluşmaktadır ve böylece seçilen gelişigüzel kutupların yerleştirme işlemini gerçekleştirebiliriz.

$k$  tane alt-sisteme sahip geçişli sistem için tasarlanan Lead-Lag kontrolcü  $C_k(s)$  yapısı aşağıda verilmiştir:

$$C_k(s) = k_k \frac{(s - z_{1k})(s - z_{2k})}{(s - p_{1k})(s - p_{2k})} \quad (3.12)$$



Verilen kontrolcü yapısında bilinmeyen tasarım parametrelerinin sayısını düşürmek için aşağıdaki tanımlama yapılır:

$$\begin{cases} Z_{1k} = z_{1k} + z_{2k}, \\ Z_{2k} = z_{1k}z_{2k} \end{cases}, \begin{cases} P_{1k} = p_{1k} + p_{2k} \\ P_{2k} = p_{1k}p_{2k} \end{cases} \quad (3.13)$$

Böylece sadeleşmiş kontrolcü transfer fonksiyonu elde edilir:

$$C_k(s) = k_k \frac{s^2 - Z_{1k}s + Z_{2k}}{s^2 - P_{1k}s + P_{2k}} \quad (3.14)$$

Elde edilen bu transfer fonksiyonunun durum uzay denklemleri tanımlanır:

$$\begin{cases} \dot{x}_{ck}(t) = K_k x_{ck}(t) + L_k(\lambda_{ref} - \lambda) \\ T_{bk}(t) = M_k x_{ck}(t) + N_k(\lambda_{ref} - \lambda) \end{cases} \quad (3.15)$$

Ve durum uzay marisleri de aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} K_k &= \begin{pmatrix} P_{1k} & P_{2k} \\ -1 & 0 \end{pmatrix}, L_k = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \\ M_k &= k_k(-Z_{1k} + P_{1k} \quad -Z_{2k} + P_{2k})N_k = k_k, \end{aligned} \quad (3.16)$$

Kontrolcü parametreleri Matlab yazılımı ortamında yapılan bir optimizasyon sonucu elde edilir. İlk adımda kontrolcü tasarım problemi doğrusal olmayan sınırlı optimizasyon problemi gibi formüle edilir. Daha sonra Matlab ortamında sunulan *fmincon.m* fonksiyonu kullanarak bu optimizasyon problemi çözülür.

Hazırlanan algoritmanın detayları aşağıda verilmiştir:

Kontrolcü parametreleri  $(k_k, P_{1k}, P_{2k}, Z_{1k}, Z_{2k})$  ve genel Lyapunov fonksiyonu  $P$  optimizasyon parametreleri olarak seçilmiştir.

Her bir alt-sistemi kararlı kılmak adına ve kontrolcü süreklilik performansını artırmak için optimizasyon problemine bazı sınırlamalar eklenmiştir. Bu sınırlamalar doğal frekansı ve sönümlenme oranını sınırlayarak genel kapalı kutupların yararlı bölgelerde (iyi sönümlenme ve hızlı tepki) yer almalarını sağlamaktadır.

Optimizasyon prosedürünün daha önemli sınırlaması olan Lyapunov teoremi ayrıca sınırlamalarda yer almıştır.

Optimizasyon için hazırlanan maliyet fonksiyonu sistemin karakteristik denklemini tanımına göre hazırlanmıştır. Böylece her bir kapalı çevrim alt-sistemin denklemini aşağıdaki gibi formüle edilmiştir:

$$s^4 + q_{3k}s^3 + q_{2k}s^2 + q_{1k}s + q_{0k} = 0 \quad (3.17)$$

Burada  $q$  katsayıları kontrolcü parametrelerine  $(k_k, P_{1k}, P_{2k}, Z_{1k}, Z_{2k})$  bağlıdır ve böylece kapalı çevrim alt sistemin karakteristik denkleminin istenilen formta olmasını sağlamaktadır:

$$\prod_{i=1}^4 (s - \lambda_i) = s^4 + q_3s^3 + q_2s^2 + q_1s + q_0 = 0 \quad (3.18)$$

Burada  $\lambda_i$ 'ler hedef özdeğerler kümesinin  $\Lambda_t$  elemanlarıdır, ve optimizasyon probleminin formülasyonu aşağıdaki gibi tanımlanılır:

$$\begin{array}{l} \text{Minimize etmek} \\ \mathbf{x} = \{k_i, P_{1i}, P_{2i}, Z_{1i}, Z_{2i}, \lambda_i, P\} \end{array} \quad \left\{ \begin{array}{l} F(\mathbf{x}) = \sum w_{jk} (q_{jk} - q_j)^2 \end{array} \right.$$

$$\text{Bu şartlara tabi tutarak} \quad \left\{ \begin{array}{l} \omega(\lambda_i) \geq \omega_{min} \\ \xi(\lambda_i) \geq \xi_{min} \\ P = P^T > 0 \\ H_k^T P + P H_k < 0 \end{array} \right.$$

Burada  $w_{jk}$  gelişigüzel ağırlık fonksiyonu, her  $k$  sisteminin  $q_{jk}$  karakteristik denkleminin parametreleri,  $q_j, j = \{1, \dots, 4\}$  arzu edilen karakteristik denklemin parametreleri, her  $\lambda_i$  kutup için elde edilen doğal frekans  $\omega(\lambda_i)$  ve sönümlenme oranı  $\xi(\lambda_i)$ , ikisi için  $\omega_{min}, \xi_{min}$  alt sınır olarak seçilmiştir. Dikkat edilmelidir ki hedef özdeğerler  $\lambda_i$  tasarım prosedürün başında yer almamıştır ancak optimizasyon parametreleri olarak kontrolcü sentezlenme işlemini uysallaştırmıştır.

Sonuç olarak bahsi geçen minimizasyon işleminin maliyet fonksiyonları tüm alt-sistemleri kararlı kılar, ortak hedef özdeğerler  $\Lambda_t$  kümesini sistemlerde yerleştirir ve genel Lyapunov fonksiyonunun sağlanmasını mümkün kılar böylece geçişli sistem kararlı hale gelir.

### 3.7. Pre-Kompansatör Tasarımı

Kontrolcü tasarımının son aşaması her kapalı çevrim alt-sistem için preön düzenleyici  $F_k$  hesaplamasıdır. Kararlı durum hatasını en aza indirmek için her alt-sistemin kontrolcü yapısına eklenmektedir.

Her kapalı çevrim alt-sistemin durum uzay gösterimi aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{x}_{ck} \\ \dot{x}_p \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} K_k & -L_k c_k \\ b_k M_k & A_k - b_k N_k c_k \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_c \\ x_p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} L \\ b_k N_k \end{pmatrix} (\lambda_{ref} - \lambda) \\ \begin{pmatrix} y_c = u_k \\ y = \delta\lambda \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} M_k & -N_k c_k \\ 0 & c_k \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_c \\ x_p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} N_k \\ 0 \end{pmatrix} (\lambda_{ref} - \lambda) \end{aligned} \quad (3.19)$$

Buradaki tanımlamayı yaparak:

$$A_{CLk} = \begin{pmatrix} K_k & -L_k c_k \\ b_k M_k & A_k - b_k N_k c_k \end{pmatrix}; B_{CLk} = \begin{pmatrix} L \\ b_k N_k \end{pmatrix}; c_{CLk} = (0 \quad c_k) \quad (3.20)$$

Her bir kapalı çevrim alt-sistem için ön düzenleyici tasarımı mümkün olur:

$$F_k = [c_{CLk}(sI - A_{CLk})^{-1}B_{CLk}]^{-1} \quad (3.21)$$

### 3.8. Pacejka lastik modeli için hazırlanan Lead-Lag kontrolcüler ve benzetim sonuçları

Bu kısımda Tablo 3.1'de verilen sekiz ayrı işletim bölgesinde sekiz ayrı lead lag kontrolcü tasarlanmıştır. Bölüm 2'de yapılan doğrusallaştırma işlemi kullanarak her bir çalışma koşuluna ait sistem durum matrisleri elde edilmiştir. Bölüm 4'te verilen metod ile sekiz adet ayrı kapalı çevrim sisteminin geçiş kararlılığı sağlanmıştır.

**Tablo 3.1.** Çoklu model geçişli sistemde tasarlanan kontrolcüler ve bunların çalışma aralıkları

	$\mu = 1$	$\mu = 0.5$		
$\lambda^*$	0.15	0.035	0.07	0.14
$V > 15ms^{-1}$	$K_1$	$K_3$	$K_5$	$K_7$
$V < 15ms^{-1}$	$K_2$	$K_4$	$K_6$	$K_8$

Elde edilen 8 adet lead lag kontrolcünün denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$K_1 = \begin{pmatrix} -4029.6 & 74565 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_1 = (-785323480 \quad 14553238097); N_1 = 199874.7$$

$$K_2 = \begin{pmatrix} -4008.75 & 1000 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_2 = (-404823860.1 \quad -125508920.4); N_2 = 103749.9$$

$$K_3 = \begin{pmatrix} -4041.3 & 123633.2 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_3 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_3 = (-796499517.5 \quad 24617542970.2); N_3 = 202215.4$$

$$K_4 = \begin{pmatrix} -4032.8 & 86615.6 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_4 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_4 = (-393228281.4 \quad 8485808643.1); N_4 = 100000$$

$$K_5 = \begin{pmatrix} -4039.77 & 116940.9 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_5 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_5 = (-793816517.7 \quad 23199477516.9); N_5 = 201586.7$$

$$K_6 = \begin{pmatrix} -4030.2 & 74348.2 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_6 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_6 = (-392969986.9 \quad 7259534175.3); N_6 = 100000$$

$$K_7 = \begin{pmatrix} -729344.1 & 271711.2 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_7 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_7 = (-506117101754.9 \quad 178728621124.7); N_7 = 695085.1$$

$$K_8 = \begin{pmatrix} -627193.03 & 166375.4 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_8 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

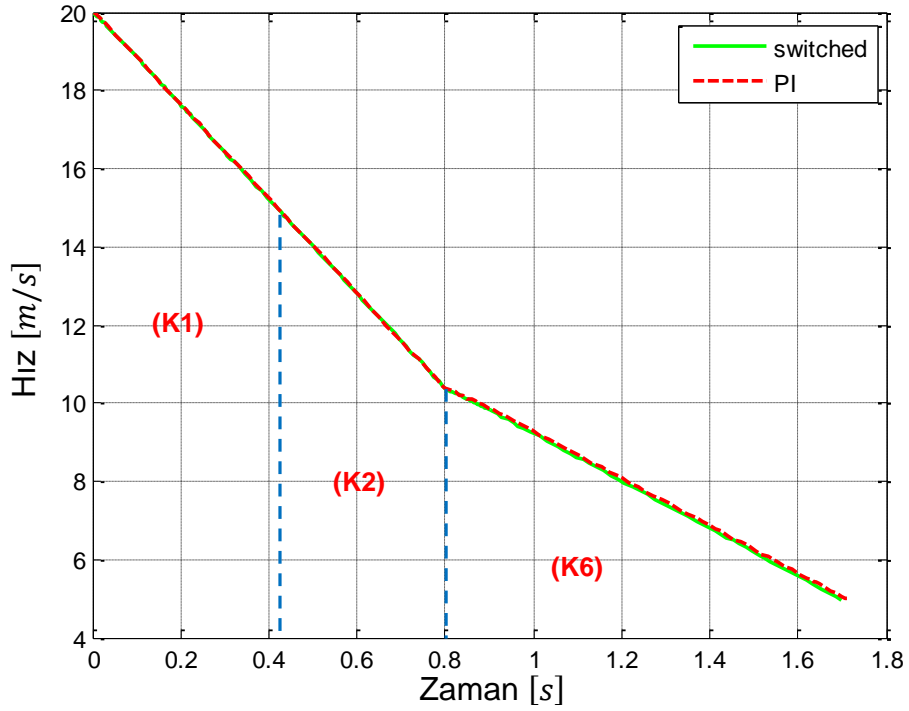
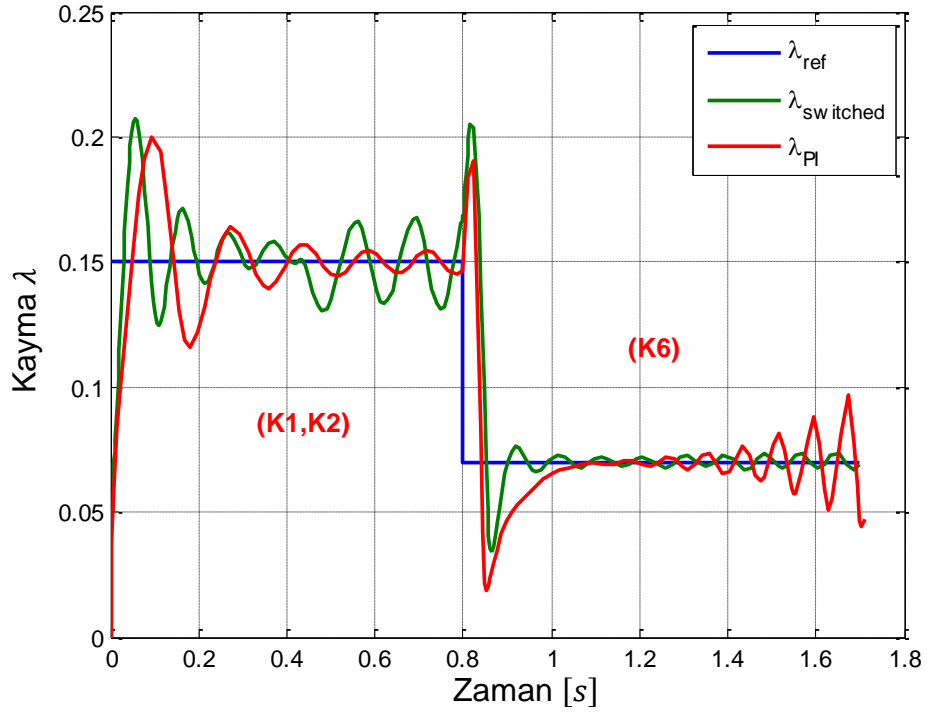
$$M_8 = (-345068226335 \quad 83574936631); N_8 = 551290.2$$

Bu kontrolcülerin tasarımında elde edilen  $H$  matrisleri (bakınız Bölüm 4) ve özdeğerler kümesi tablo 3.2'da verilmiştir.

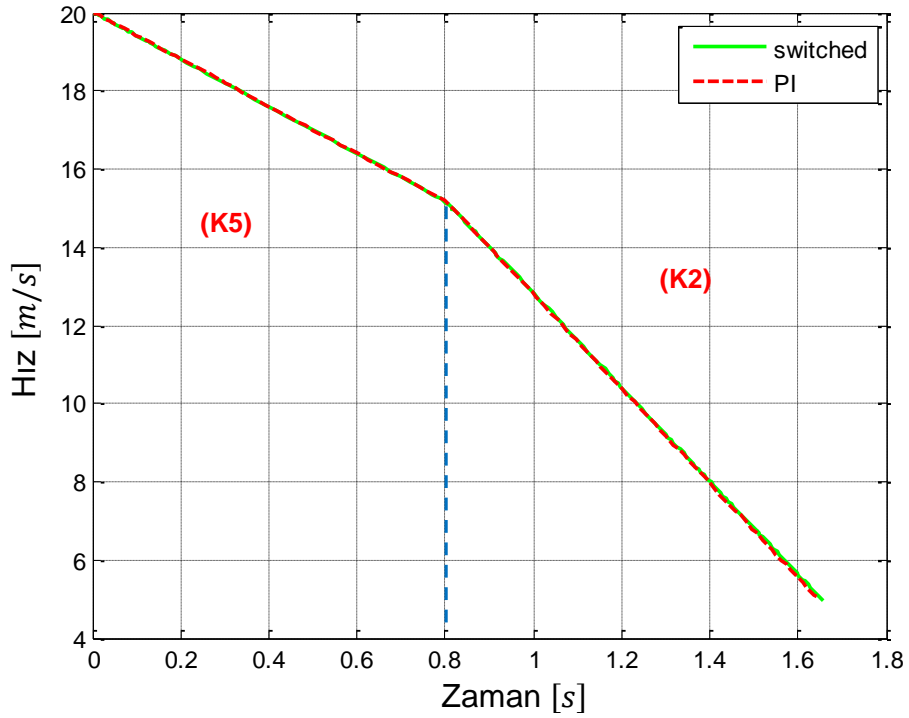
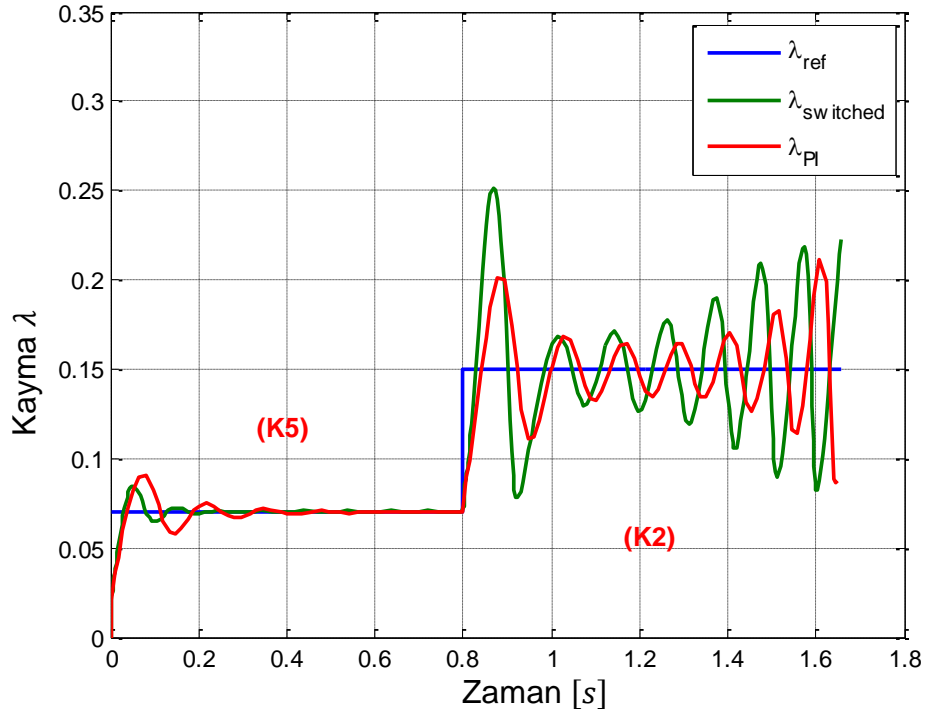
Şekil 3.4- 3.8 arasında tasarlanan sekiz adet kontrolcünün performansı III. Kısımda tasarlanan  $PI$  kontrolcülerin performansları ile kıyaslanmıştır. Kararsız bir işletim koşuluna denk gelen  $\mu = 0.5; \lambda_{ref} = 0.14$  işletim koşulu dışında lead lag kontrolcülerinin  $PI$  kontrolcülere göre ya daha iyi ya da benzer performansta çalıştıkları görülmüştür.

**Tablo 3.2.** Optimizasyon sonucu elde edilen kapalı çevrim  $H$  matrisi özdeğerleri

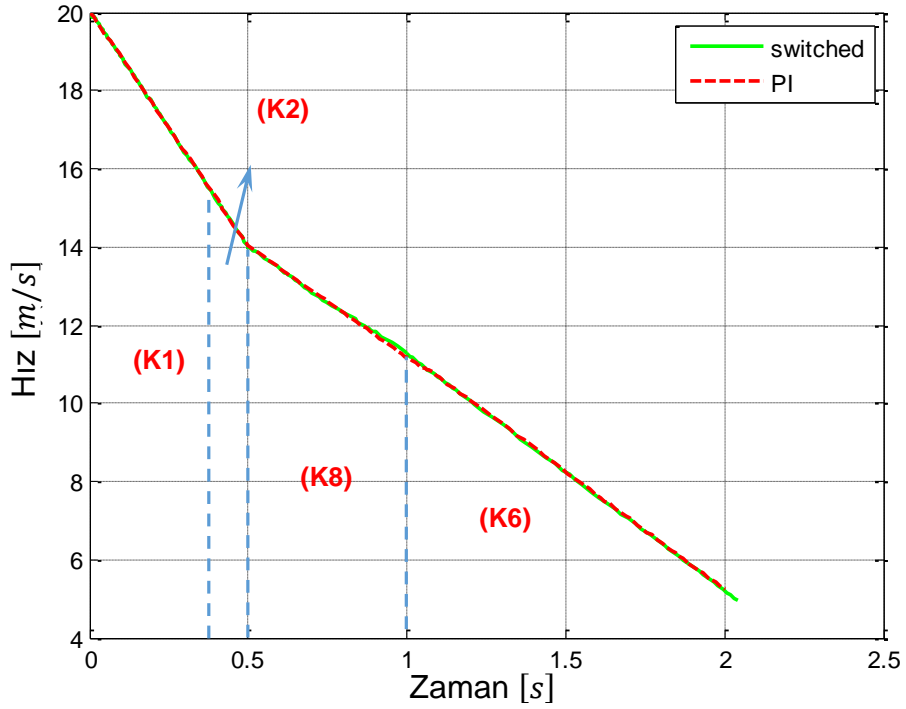
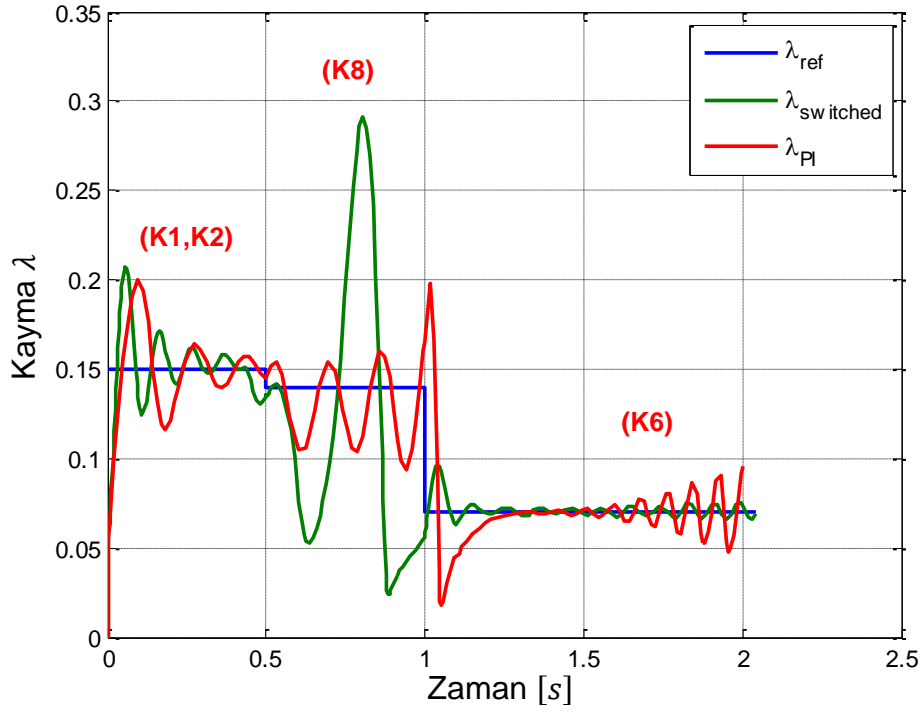
	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$H_5$	$H_6$	$H_7$	$H_8$		
$\sigma(H_k) = \Lambda_t \cup \bigcup_{l \neq k} \sigma(K_l)$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$-70.09 + 75.01i$	$\Lambda_t$
	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	$-70.09 - 75.01i$	
	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	$-85.62$	
	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	$-22.60$	
	$-4008.50$	$-4010.99$	$-4010.99$	$-4010.99$	$-4010.99$	$-4010.99$	$-4010.99$	$-4010.99$	$-4010.99$	$\sigma(K_l)$
	$-0.2494$	$-18.59 - 4010.49$	$-18.59$	$-18.59$	$-18.59$	$-18.59$	$-18.59$	$-18.59$	$-18.59$	
	$-4010.49$	$-4011.25$	$-4008.50$	$-4008.50$	$-4008.50$	$-4008.50$	$-4008.50$	$-4008.50$	$-4008.50$	
	$-30.83$	$-21.59$	$-0.2494$	$-0.2494$	$-0.2494$	$-0.2494$	$-0.2494$	$-0.2494$	$-0.2494$	
	$-4011.25$	$-4010.62$	$-4011.25$	$-4010.49$	$-4010.49$	$-4010.49$	$-4010.49$	$-4010.49$	$-4010.49$	
	$-21.59$	$-29.16$	$-21.59$	$-30.83$	$-30.83$	$-30.83$	$-30.83$	$-30.83$	$-30.83$	
	$-4010.62$	$-4011.66$	$-4010.62$	$-4010.62$	$-4011.25$	$-4011.25$	$-4011.25$	$-4011.25$	$-4011.25$	
	$-29.16$	$-18.53$	$-29.16$	$-29.16$	$-21.59$	$-21.59$	$-21.59$	$-21.59$	$-21.59$	
	$-4011.66$	$-729343.72$	$-4011.66$	$-4011.66$	$-4011.66$	$-4010.62$	$-4010.62$	$-4010.62$	$-4010.62$	
	$-18.53$	$-0.372$	$-18.53$	$-18.53$	$-18.53$	$-29.16$	$-29.16$	$-29.16$	$-29.16$	
	$-729343.72$	$-627192.76$	$-729343.72$	$-729343.72$	$-729343.72$	$-729343.72$	$-729343.72$	$-4011.66$	$-4011.66$	
	$-0.372$	$-0.265$	$-0.372$	$-0.372$	$-0.372$	$-0.372$	$-0.372$	$-18.53$	$-18.53$	
$-627192.76$		$-627192.76$	$-627192.76$	$-627192.76$	$-627192.76$	$-627192.76$	$-627192.76$	$-729343.72$		
$-0.265$		$-0.265$	$-0.265$	$-0.265$	$-0.265$	$-0.265$	$-0.265$	$-0.372$		



**Şekil 3.4.** 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_1$ , ikinci durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_2$ , üçüncü durum  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_6$ )

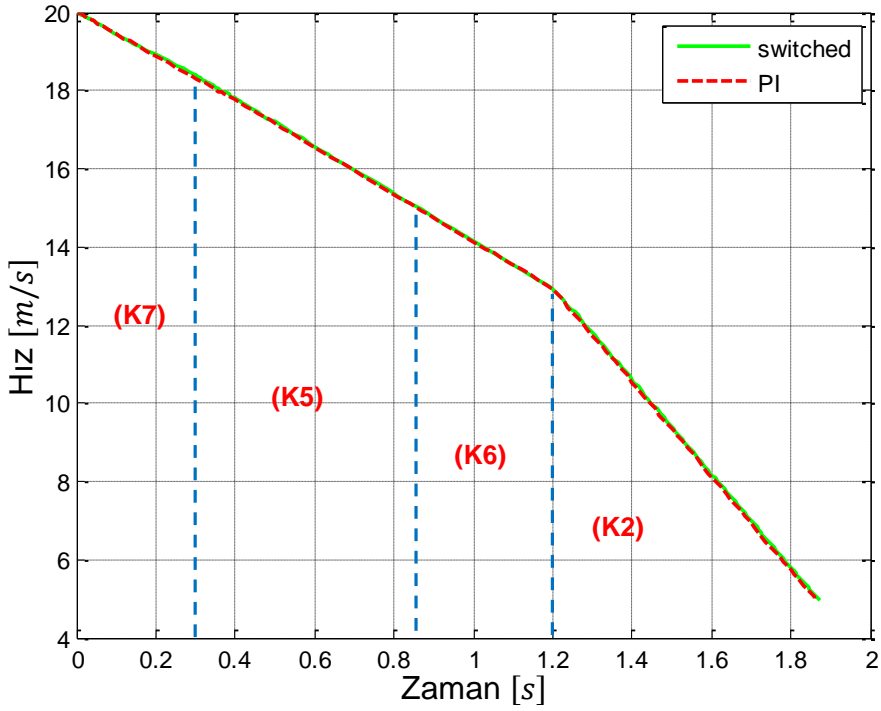
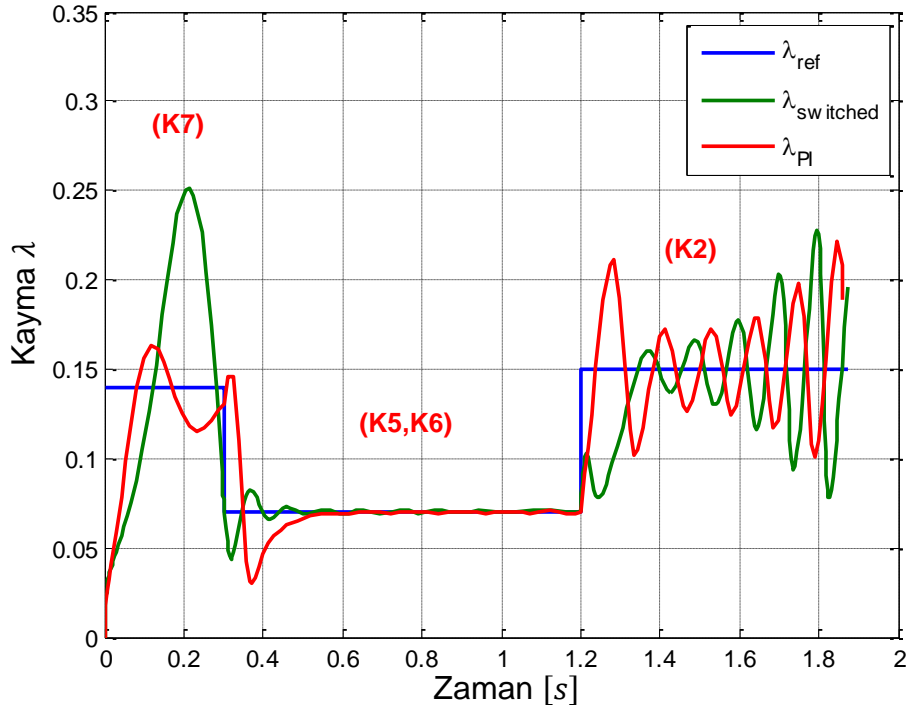


**Şekil 3.5.** 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_5$ , ikinci durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_2$ )

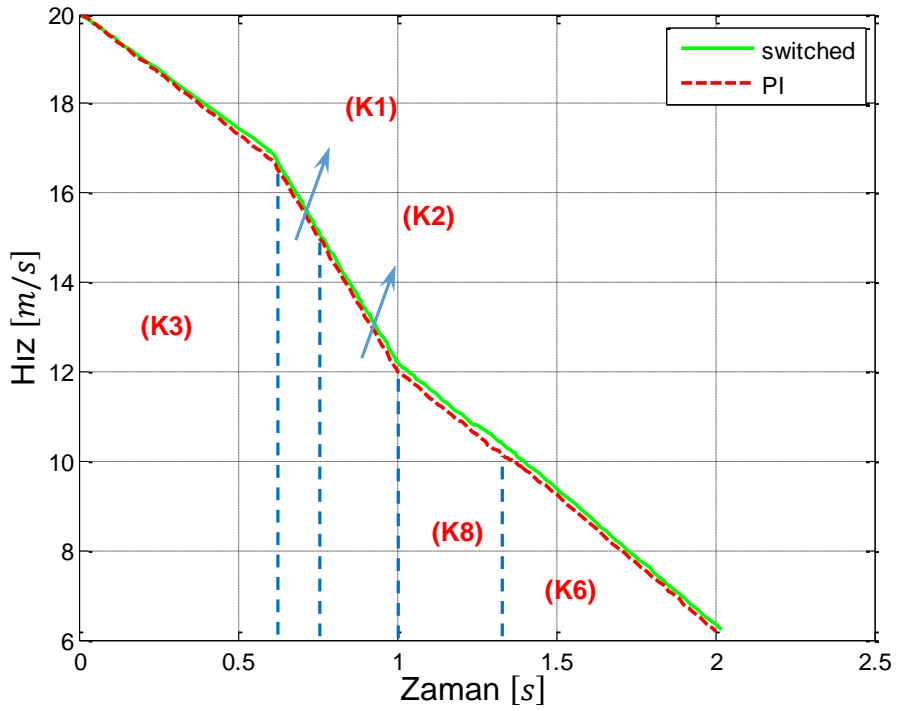
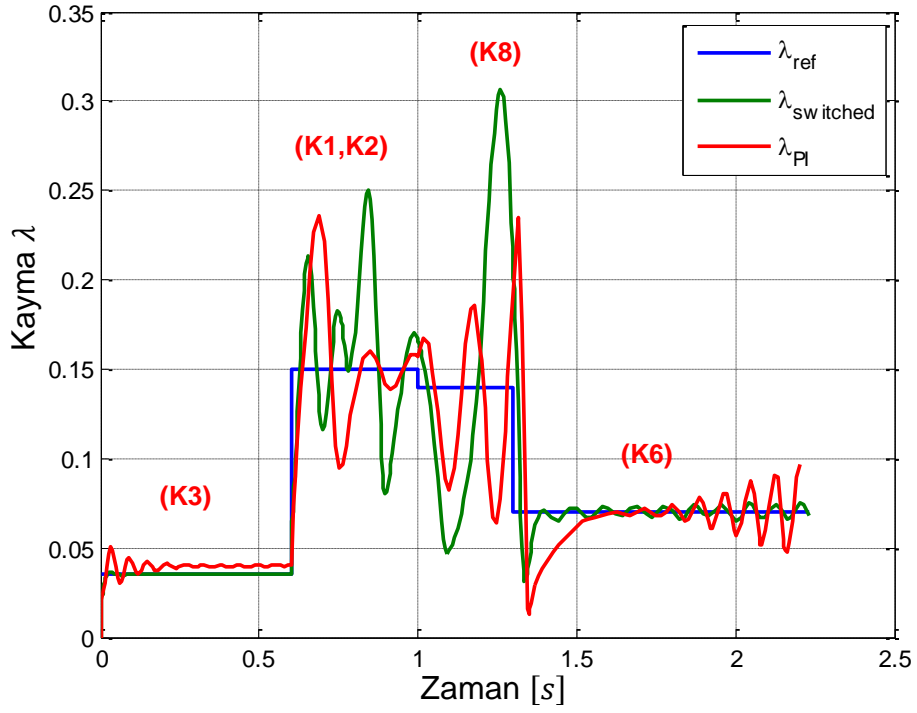


**Şekil 3.6.** 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_1$ , ikinci durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_2$ , üçüncü durum  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.14$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_8$ , dördüncü durum  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_6$ )





**Şekil 3.7.** 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı, kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk durum  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.14$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_7$ , ikinci durum  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_5$ , üçüncü durum  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_6$ , dördüncü durum  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , seçilen kontrolcü  $K_2$ )



**Şekil 3.8.** 8 li Lead-Lag çoklu model geçişli ve PI kontrolcülerin performansı kontrolcüler Tablo 3.1 deki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (ilk  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.035$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , kontrolcü  $K_3$ , ikinci  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V > 15ms^{-1}$ , kontrolcü  $K_1$ , üçüncü  $\mu = 1$ ;  $\lambda_{ref} = 0.15$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , kontrolcü  $K_2$ , dördüncü  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.14$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , kontrolcü  $K_8$ , beşinci  $\mu = 0.5$ ;  $\lambda_{ref} = 0.07$ ;  $V < 15ms^{-1}$ , kontrolcü  $K_6$ )

### 3.9. Burckhardt Lastik Modeli için hazırlanan lead-lag kontrolcüler ve benzetim sonuçları

Burada ve ikinci bölümde tasarlanan kontrolcüler lastik modelinin çok iyi bilindiği kabulü ile tasarlanmıştır. Bu bölümde, kontrolcü tasarımı esnasında yeni bir yaklaşım benimsenmiştir. Pacejka lastik modeli parametrelerinin farklı yol şartlarında farklı değerler aldığı bilinmektedir. Öte yandan, literatürde farklı yol şartları için geliştirilmiş ve otomotiv sanayiinde geçerliği kabul görmüş Burckhardt lastik modeli Pacejka lastik modelini kısmen yakınsayabilmektedir. Farklı yol tipleri için Burckhardt lastik modelinin belirlenmiş kesin parametrelerinin olması kontrolcü tasarımı için sağlam bir dayanak oluşturmaktadır.

Bu bölümün faaliyetleri aşağıda verilmiştir:

- Farklı yol modelleri için geçerli olan Burckhardt lastik modeline yeni kontrolcüler tasarlanmıştır. Kontrolcü tasarımı bölüm 4'te yer alan yöntemle göre yapılmıştır.
- Sonrasında benzetim modelinde yine Pacejka lastik modeli kullanılmış ancak değişen şartlar altında anlık olarak en geçerli/en yakın Burckhardt lastik modeli belirlenmiş ve bu modele göre tasarlanmış kontrolcü işler hale getirilerek frenleme benzetimi yapılmıştır. Bu kısımda en yakın Burckhardt lastik modeli doğrudan seçilmiştir ancak 4.3. kısımda sunulan gözlemci algoritması en yakın Burckhardt lastik modelininin seçimini sağlamak üzere özel olarak geliştirilmiştir.

Bu kısımda, üç farklı yol tipi ve iki farklı hız aralığında toplam 6 tane kontrolcü tasarlanmıştır. Daha önce de ifade edildiği gibi tasarlanan kontrolcüler Burckhardt lastik modeline göre tasarlanmıştır. Bu kontrolcüler ikinci rapor döneminde sunulan ve Wulff tarafından önerilen çoklu model geçişli kontrolcülerden oluşmaktadır. Kontrolcüler benzetimlerde MF lastik modeliyle sınanmıştır. benzetimler farklı yol şartlarında geçişlerden oluşmaktadır. Tablo 3.3'te verilen altı ayrı işletim bölgesinde altı ayrı lead-lag kontrolcü tasarlanmıştır ve altı adet ayrı kapalı çevrim sisteminin geçişli kararlılığı sağlanmıştır.

**Tablo 3.3.** Çoklu geçiş modelinde tasarlanan kontrolcüler ve bunların çalışma aralıkları

	Kuru Asfalt	Islak Asfalt	Kar
$\lambda^*$	0.17	0.131	0.06
$V > 15ms^{-1}$	$K_1$	$K_3$	$K_5$
$V < 15ms^{-1}$	$K_2$	$K_4$	$K_5$

Elde edilen 6 adet lead lag kontrolcünün denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$K_1 = \begin{pmatrix} -3205.4 & 58252.4 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_1 = (-618198301.9 \quad 11156315079.9); N_1 = 199072.8$$

$$K_2 = \begin{pmatrix} -3185.8 & 1621.5 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_2 = (-315405580.05 \quad -93587198.48); N_2 = 102365.88$$

$$K_3 = \begin{pmatrix} -3211.6 & 78185.7 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_3 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_3 = (-620830015.04 \quad 15155286037.08); N_3 = 199548.43$$

$$K_4 = \begin{pmatrix} -3198.01 & 35744.1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_4 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_4 = (-309721539.9 \quad 3347825634.8); N_4 = 100030.56$$

$$K_5 = \begin{pmatrix} -3221.99 & 114879.07 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_5 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_5 = (-633686472.5 \quad 22845650072.51); N_5 = 203197.86$$

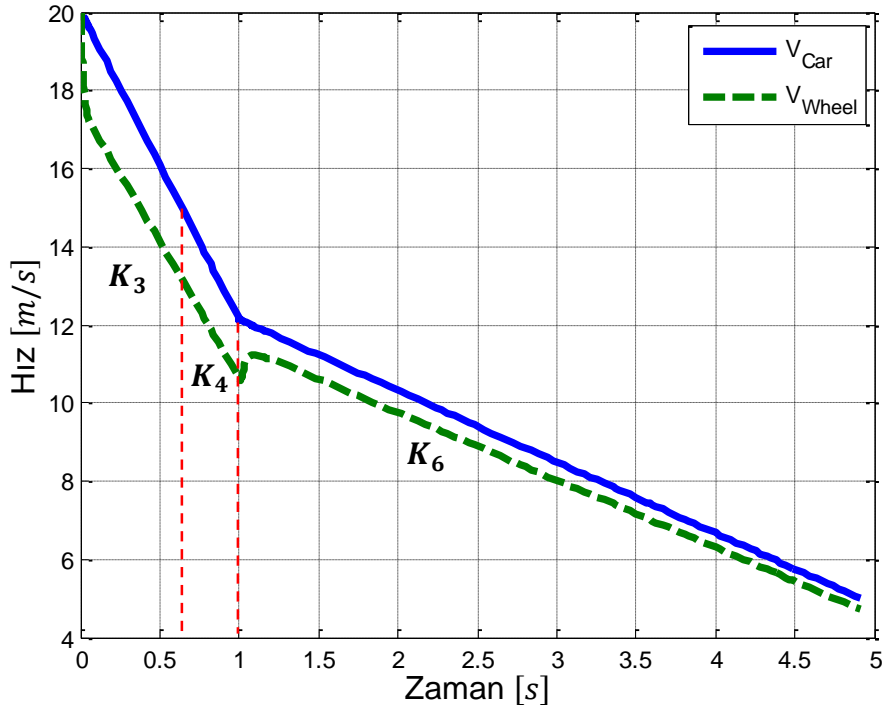
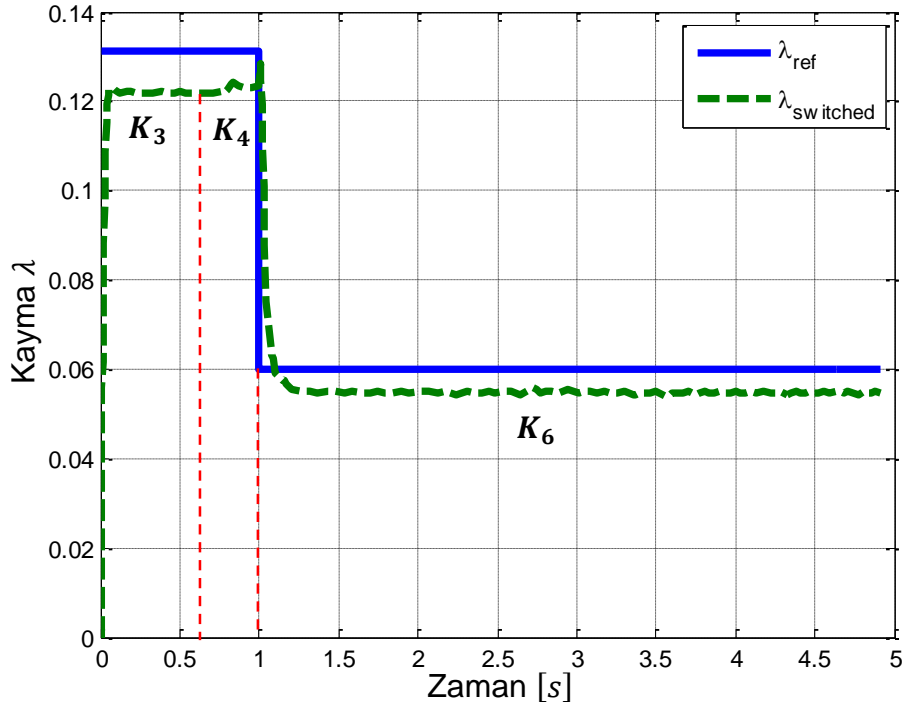
$$K_6 = \begin{pmatrix} -3218.7 & 103427.01 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_6 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_6 = (-314274172.01 \quad 10191296508.87); N_6 = 100839.64$$

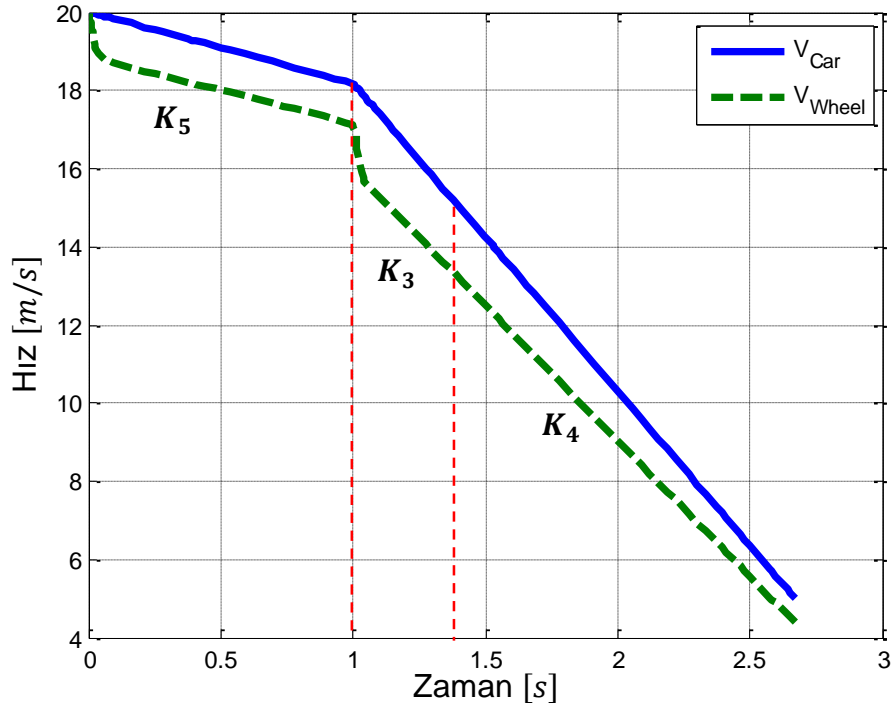
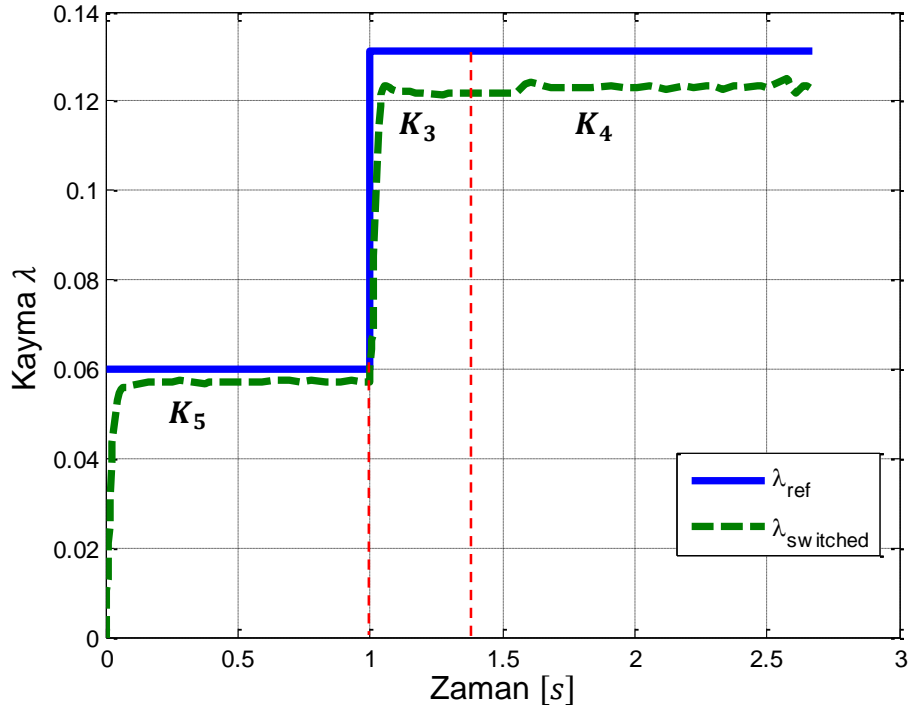
Bu kontrolcülerin tasarımında elde edilen  $H$  matrisleri (bakınız Bölüm 4) ve özdeğerler kümesi tablo 3.4'da verilmiştir. Şekil 3.9- 3.12 arasında tasarlanan altı adet kontrolcünün performansı sunulmuştur.

**Tablo 3.4.** Optimizasyon sonucu elde edilen kapalı çevrim  $H$  matrisi özdeğerleri

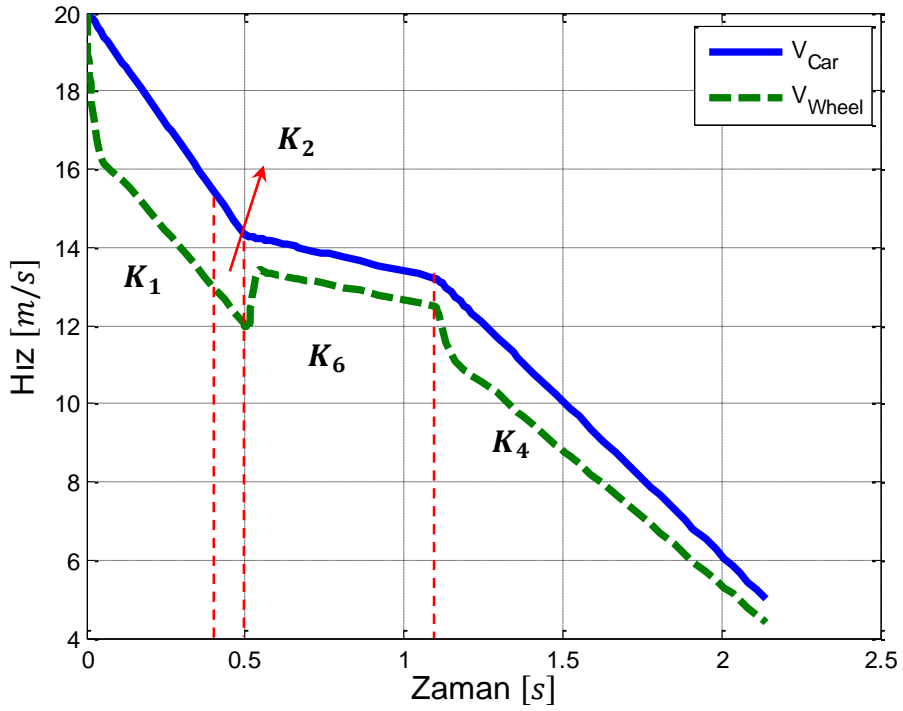
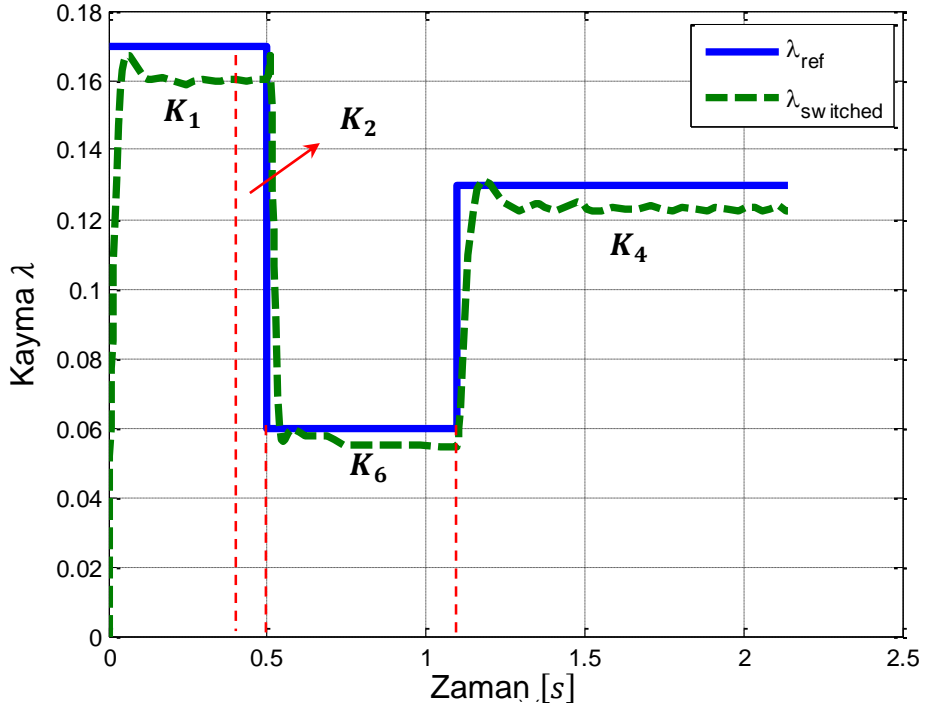
	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	$H_5$	$H_6$	
$\sigma(H_k) = \Lambda_t \cup \bigcup_{l \neq k} \sigma(K_l)$	-3253.33	-3253.37	-3253.40	-3253.31	-3253.48	-3253.36	$\Lambda_t$
	$-70.61 + 89.95i$	$-70.61 + 89.95i$	$-70.61 + 89.95i$	$-70.61 + 89.95i$	$-70.61 + 89.95i$	$-70.61 + 89.95i$	
	$-70.61 - 89.95i$	$-70.61 - 89.95i$	$-70.61 - 89.95i$	$-70.61 - 89.95i$	$-70.61 - 89.95i$	$-70.61 - 89.95i$	
	-63.28	-63.26	-63.27	-63.28	-63.26	-63.26	
	-37.15	-37.15	-37.15	-37.15	-37.15	-37.15	
	-3185.32	-3187.11	-3187.11	-3187.11	-3187.11	-3187.11	$\sigma(K_l)$
	-0.51	-18.28	-18.28	-18.28	-18.28	-18.28	
	-3187.03	-3187.03	-3185.32	-3185.32	-3185.32	-3185.32	
	-24.53	-24.53	-0.51	-0.51	-0.51	-0.51	
	-3186.79	-3186.79	-3186.79	-3187.03	-3187.03	-3187.03	
-11.22	-11.22	-11.22	-24.53	-24.53	-24.53		
-3185.93	-3185.93	-3185.93	-3185.93	-3186.79	-3186.79		
-36.06	-36.06	-36.06	-36.06	-11.22	-11.22		
-3186.29	-3186.29	-3186.29	-3186.29	-3186.29	-3185.93		
-32.46	-32.46	-32.46	-32.46	-32.46	-36.06		



**Şekil 3.9.** 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3'daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli  $\mu = 0.8 \rightarrow 0.2$  arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru asphalt ve karlı yol Burckhardt lastik modelleri için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır)

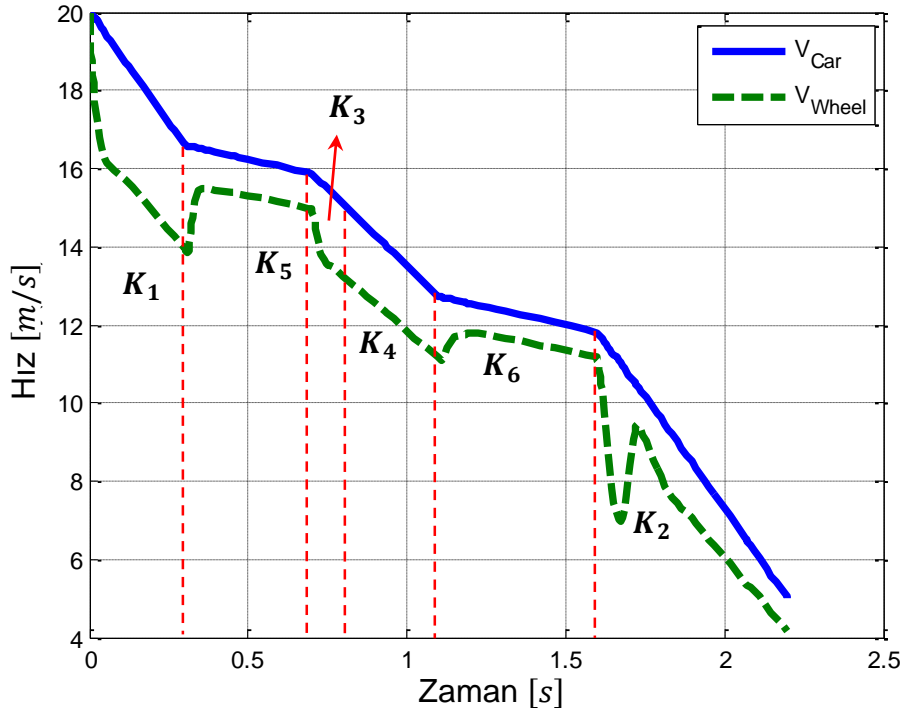
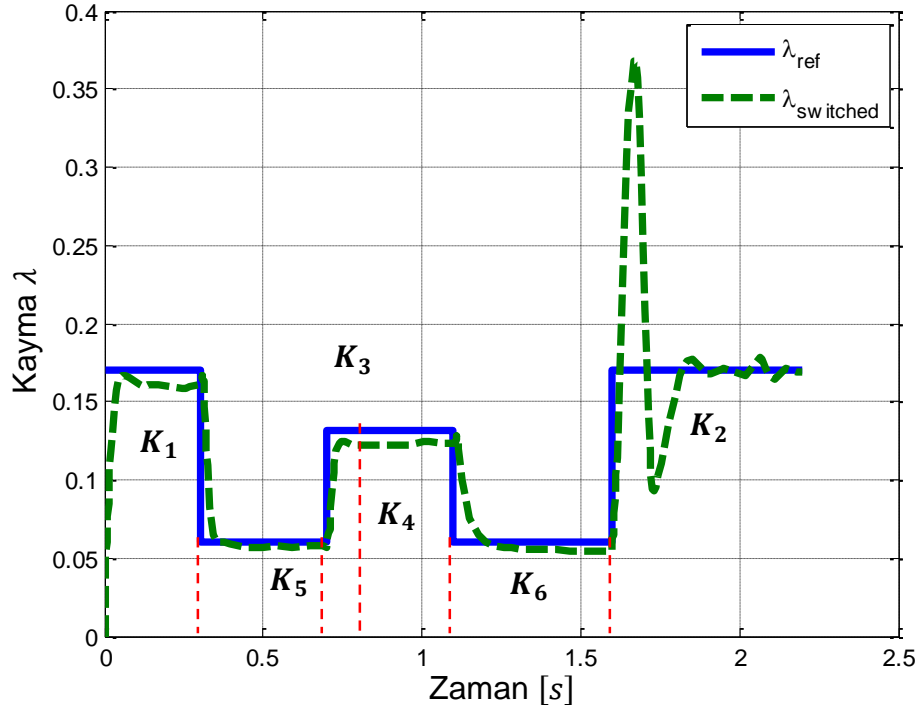


**Şekil 3.10.** 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3 daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli  $\mu = 0.2 \rightarrow 0.8$  arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru asphalt ve karlı yol Burckhardt lastik modelleri için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır)



**Şekil 3.11.** 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3'daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli  $\mu = 1 \rightarrow 0.2 \rightarrow 0.8$  arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru/ıslak asphalt karlı yol Burckhardt lastik modellerii için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır)





**Şekil 3.12.** 6'lı Lead-Lag çoklu model geçişli kontrolcülerin pacejka lastik modeli ile performansı, kontrolcüler Tablo 3.3'daki çalışma aralıklarına göre seçilmektedir (Pacejka lastik modeli  $\mu = 1 \rightarrow 0.2 \rightarrow 0.8 \rightarrow 0.2 \rightarrow 1$  arasında geçiş yapmaktadır, buna karşılık benzetim esnasında kuru/ıslak asphalt karlı yol Burckhardt lastik modellerii için tasarlanmış kontrolcüler devreye sokulmaktadır)

## 4. Çoklu Model Geçişi tabanlı Araç Durum ve Parametre Tahmini

### 4.1. Giriş

Bu bölümde fren kuvveti eğrisini tanımlayabilen yeni bir algoritma önerilmiştir. Tasarladığımız yeni algoritmanın detayları aşağıda verilmiştir:

- Yeni algoritma çoklu model geçişli bir gözlemci algoritmasıdır (multi model switching observer). Her bir gözlemci kendi lastik modeline göre sinyal tahmini yapmaktadır.
- Lastik modeli olarak Burckhardt lastik modelleri kullanılmıştır:
  - Pacejka Lastik Modeli gerçek boylamasına fren kuvveti modeli olarak seçilmiştir ve benzetimler esnasında gerçek lastik-zemin etkileşimini sunmaktadır.
  - Gözlemcilerin içerisinde farklı yol tipleri için geçerli olan Burckhardt lastik modelleri bulunmaktadır.
- Burada sürtünme katsayısının değeri bilinmemekte gözlemcilerden gelen sinyaller ve araçtan ölçülen sinyaller karşılaştırılarak ne tip bir yol üzerinde frenleme yapıldığı anlaşılmaktadır.
- Her bir gözlemci kendine özgü çalışmaktadır ve boylamasına kayma oranı ve araç yavaşlama ivmesini gömülü lastik modeline göre tahmin etmektedir.
- Her bir gözlemcinin çıkış sinyalleri kayma oranı ve ivmedir, daha sonra bu sinyaller bir dizi maliyet fonksiyonu kullanarak Pacejka lastik modelinden (gerçek araç sensörleri) gelen sinyaller ile kıyaslanır. En az maliyet fonksiyonuna sahip gözlemci seçilir ve böylece yol tipi benzetimler esnasında tanımlanır.
- Yol tipi tanımlandıktan sonra kontrolcü tarafından en uygun fren basıncı tekerleklerle uygulanır.

#### 4.2. Araç hız ve boylamasına kayma oranı tahmini

Araç hız tahmini araç ivmesi ölçümüne bağlıdır. Bu yüzden literatürde yer alan ve  $k_x$  kazancı ile çalışan hız gözlemci metodu [28] bu tez kapsamında kullanılmıştır:

$$\begin{aligned} m\hat{V}_x &= ma_{meas} - me \\ \dot{e} &= \frac{1}{K_x} (a_{meas} - e - \hat{V}_x) \end{aligned} \quad (4.1)$$

Burada  $\hat{V}_x$  aracın tahmin edilmiş hızı ve  $a_{meas}$  aracın ölçülmüş yavaşlama ivmesini temsil etmektedir. Açıkçası, ölçülmüş ivme değeri zemin eğim açısına göre tekrar düzenlemeye ihtiyaç duymaktadır. Bunun zemin eğim açısı ölçer sensörlerin sisteme eklenmesi ile veya eğim açısını gözlemci kontrol mantığına ekleyerek mümkün kılabiliriz. Ayrıca, zemin eğiminin yeterince küçük olması halinde araç hız tahminin lastik boylamasına kayma oranı tahmini için yeterli olacağına inanıyoruz.

Böylece boylamasına kayma oranı  $\lambda_{est}$  tahmini aşağıdaki denkleme göre hesaplayabiliriz:

$$\hat{\lambda}_{est} = \frac{\hat{V}_x - R_\omega \omega_{meas}}{\hat{V}_x} \quad (4.2)$$

#### 4.3. Çoklu Model Geçişli Gözlemcilerin Yapısı:

Araç yavaşlama ivmesinin  $a_{meas}$  ve tekerlek açısal hızının  $\omega_{meas}$  araç sensörlerinden ölçüldüğü varsayılmıştır ve her gözlemci yapısı elde edilen bu sinyallere göre kendi boylamasına kayma oranını  $\hat{\lambda}_k$  hesaplamaktadır:

$$\begin{cases} J_\omega \hat{\omega}_k = R_\omega \hat{F}_{xk} - T_b + K_\omega (\omega_{meas} - \hat{\omega}_k) \\ m\hat{V}_{xk} = ma_{meas} - me_k \\ \dot{e}_k = \frac{1}{K_x} (a_{meas} - e_k - \hat{V}_{xk}) \\ \hat{\lambda}_k = \frac{\hat{V}_{xk} - \hat{\omega}_k}{\hat{V}_{xk}} \end{cases} \quad (4.3)$$

Yukarıdaki denklemlerde  $\hat{\omega}_k, \hat{V}_{xk}$  ve  $e_k$  her  $k$  modu için hesaplanan gözlemci durumları,  $K_\omega, K_x$  gözlemci kazançları,  $\hat{F}_{xk}$  Burckhardt lastik modeli tabanlı her  $k$  modunda  $\lambda_k$  kayma değeri için hesaplanan fren kuvvetidir. Burada kullanılan gözlemci yapısı doğrusal olmayan araç gövdesinin yanal kayma açısı gözlemci

tasarımdan ilham alınmıştır [29].

Her gözlemci kendi boylamasına kayma oranını:

$$\hat{\lambda}_k = \frac{V_{xk} - \omega_k}{V_{xk}} \quad (4.4)$$

ayrıca yavaşlama ivme değeri

$$\hat{a}_k = \frac{\hat{F}_{xk}}{m} \quad (4.5)$$

denklemlerinden hesaplanmaktadır.

#### 4.4. Maliyet Fonksiyonu

Maliyet fonksiyonu  $J_k$  ölçülen araç ivmesi ve tahmin edilmiş boylamasına kayma sinyalleri [denklem 4.2] ve gözlemcilerden gelen sinyaller [denklem 4.3 ve 4.4] arasında hazırlanmıştır.

$$J_k = \rho_1 (a_{meas} - \hat{a}_i)^2 + \rho_2 (\lambda_{est} - \hat{\lambda}_i)^2 + \alpha_1 \int (a_{meas} - \hat{a}_i)^2 e^{-\beta(t-\tau)} d\tau + \alpha_2 \int (\lambda_{est} - \hat{\lambda}_i)^2 e^{-\beta(t-\tau)} d\tau \quad (4.6)$$

Burada  $\tau$  integral teriminin unutm faktörü olarak uygulanmıştır, ve  $\alpha_1, \alpha_2, \rho_1, \rho_2$  ağırlık faktörleridir. Kesinlik denkliği olarak bilinen prensibe göre, hangi maliyet fonksiyonu en düşük değere sahip ise model tarafından en uygun yol tipini temsil eden alt-sistem olarak seçilir ve benzetimler esnasında uygulanır. Maliyet fonksiyonu yapısı [30] araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalardan ve kuadratik maliyet optimizasyonu tekniklerinden esinlenilerek oluşturulmuştur.

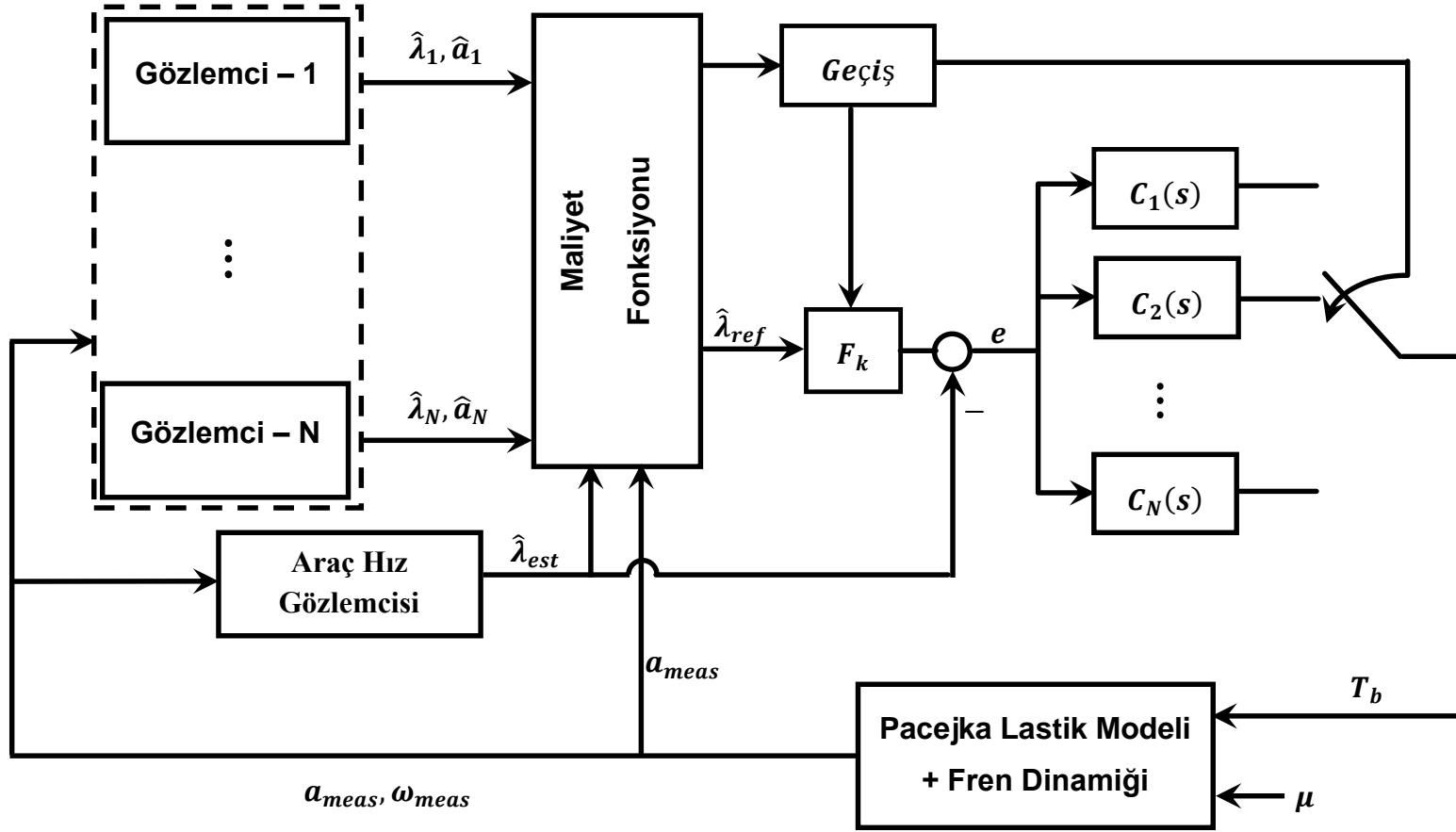
#### 4.5. Çoklu Model Geçişli Gözlemcinin Çıktıları

Çoklu model geçişli gözlemci (ÇMGG) sistemin çıktıları aşağıdaki gibi özetleyebiliriz:

- ÇMGG yol tipini tanımlar ve buna uygun frenleme kontrolcüsünü farklı çalışma şartlarında çalışan kontrolcüler arasından seçmemize yardımcı olur.
- Daha sonra bu gözlemci yol sürütünme katsayısı değerini Burckhardt lastik modeli tabanlı  $\mu_{est} = c_1(1 - e^{-c_2\lambda_{est}}) - c_3\lambda_{est}$  denkleme göre hesaplar.
- ÇMGG referans kayma oranı değerini  $\hat{\lambda}_{ref}$ , ve referans kaymanın optimal

değerini  $\lambda_{opt}$  tahmin eder. Optimal boylamasına kayma değeri kurgusal bir parametre olup, seçilen yol tipine göre fren kuvveti eğrisinin tepe noktasına denk gelen kayma değeridir. Burada tasarlanan algoritma bu değeri kesin olarak veremiyor. Bunun yerine gözlemci yapıların içine gömülü olan Burckhardt lastik modelleri bu tepe noktalarında  $\lambda_{opt}$  çalışmaktadır. Diğer bir deyişle ÇMGG sisteminde yol tipi tahmini kayma oranı  $\lambda_{ref}$  değerini de belirlemektedir.

Şekil 4.1'de çoklu model geçişli gözlemci ve kontrolcü yapılarının bir arada mimarisi verilmiştir.



**Şekil 4.1.** Çoklu model geçişli sistem için hazırlanan çoklu model geçişli gözlemci ve kontrolcü mimarileri

## 4.6. Benzetim Sonuçları

### 4.6.1. Benzetim Ortamı Kurulumu

Burada önerilen fren algoritmalarının performansı değişken yol şartı altında sınanmıştır. Lead-Lag kontrolcülerini içeren çoklu model geçişli kontrolcü algoritması 3. bölümde anlatıldığı gibi ve çoklu model geçişli gözlemci yapıları 4. bölümde anlatıldığı gibi tasarlanmıştır. Bölüm 2'de verildiği gibi çeyrek taşıt modeli araç modeli olarak seçilmiştir ve gerçek hayati yansıtmak amacıyla zaman gecikmesi ve eyleyici dinamikleri modele eklenmiştir. Eyleyici gecikmesi  $\tau = 0.1s$  ve birinci dereceden zaman gecikmesi transfer fonksiyonu sabit  $\omega_{act} = 70ms$  olarak seçilmiştir. Bu değerler tipik olarak elektromekanik fren eyleyici dinamikleri için verilmiştir [1].

Lastik fren modeli için Pacejka boylamasına fren kuvveti modeli seçilmiştir ve bu modelin parametreleri [2]'den elde edilmiştir. Elde edilen tüm sinyallere sinyal-görültü oranı 15 olan beyaz görültü eklenmiştir. Tasarlanan ABS kontrolcü algoritmasının performansı frenleme benzetimleri esnasında değişken sürtünme katsayıları ile sınanmıştır. Aracın frenleme işlemine başlamadan önceki hızı  $V_0 = 20 m/s$  olarak tanımlanmıştır. Çeyrek taşıt modeli, Pacejka ve Burckhardt lastik modellerinin parametreleri Bölüm 1'de verilmiştir.

### 4.6.2. Tasarım Yaklaşımı

Kontrolcü tasarımı üç farklı yol sürtünme katsayısı (kuru asfalt, ıslak asfalt ve karlı zemin) ve iki farklı hızda ( $V = 20m/s$  ve  $V = 10m/s$ ) toplamda 6 adet kontrolcü ( $C_1(s)$ 'den  $C_6(s)$ 'e) tasarlanmıştır. Kontrolcüler arasındaki geçişler ÇMGG sistem tarafından tahmin edilen yol sürtünme katsayısı ve araç hızına göre yapılmaktadır. Ayrıca, belli bir yol tipi için seçilen kontrolcü kendi yapısında araç hızına göre geçiş yapabilir (geçiş şartı araç hızının  $V < 15m/s$  olmasıdır). Her bir kontrolcünün çalışma koşulları tablo 4.1'de verilmiştir.

**Tablo 4.1.** Farklı çalışma koşullarında uygulanan kontrolcüler

	<b>Kuru Asfalt</b>	<b>Islak Asfalt</b>	<b>Kar</b>
$\lambda^*$	0.17	0.131	0.06
$x_2 > 15ms^{-1}$	$C_1(s)$	$C_3(s)$	$C_5(s)$
$x_2 < 15ms^{-1}$	$C_2(s)$	$C_4(s)$	$C_6(s)$

Tasarlanan kontrolcülerin durum uzay matrisleri burada verilmiştir:

$$K_1 = \begin{pmatrix} -3205.4 & 58252.4 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_1 = (-618198301.9 \quad 11156315079.9); N_1 = 199072.8$$

$$K_2 = \begin{pmatrix} -3185.8 & 1621.5 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_2 = (-315405580.05 \quad -93587198.48); N_2 = 102365.88$$

$$K_3 = \begin{pmatrix} -3211.6 & 78185.7 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_3 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_3 = (-620830015.04 \quad 15155286037.08); N_3 = 199548.43$$

$$K_4 = \begin{pmatrix} -3198.01 & 35744.1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_4 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_4 = (-309721539.9 \quad 3347825634.8); N_4 = 100030.56$$

$$K_5 = \begin{pmatrix} -3221.99 & 114879.07 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_5 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_5 = (-633686472.5 \quad 22845650072.51); N_5 = 203197.86$$

$$K_6 = \begin{pmatrix} -3218.7 & 103427.01 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}; L_6 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_6 = (-314274172.01 \quad 10191296508.87); N_6 = 100839.64$$

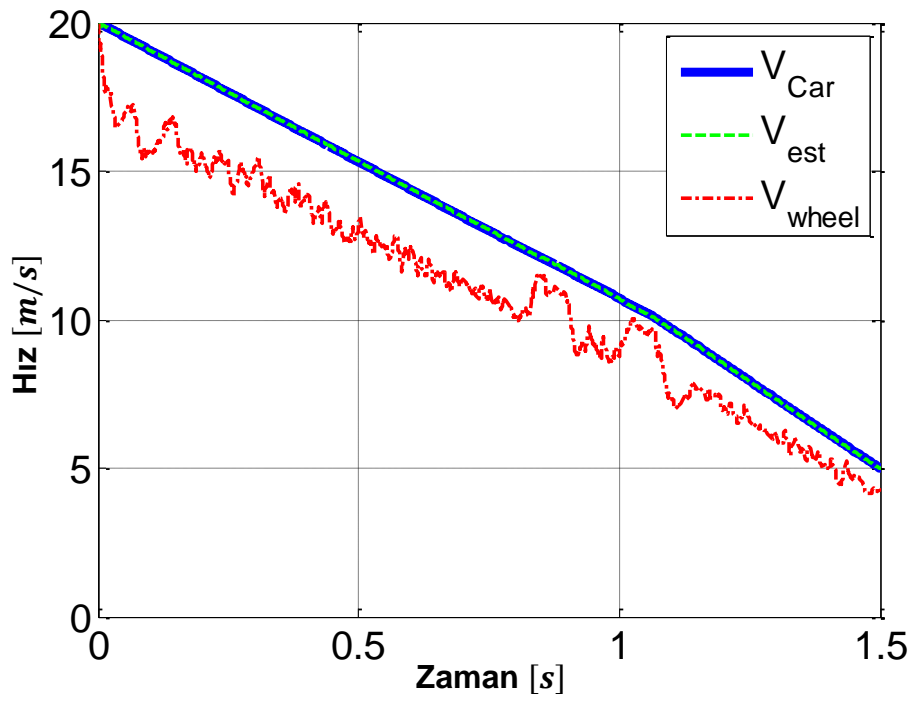
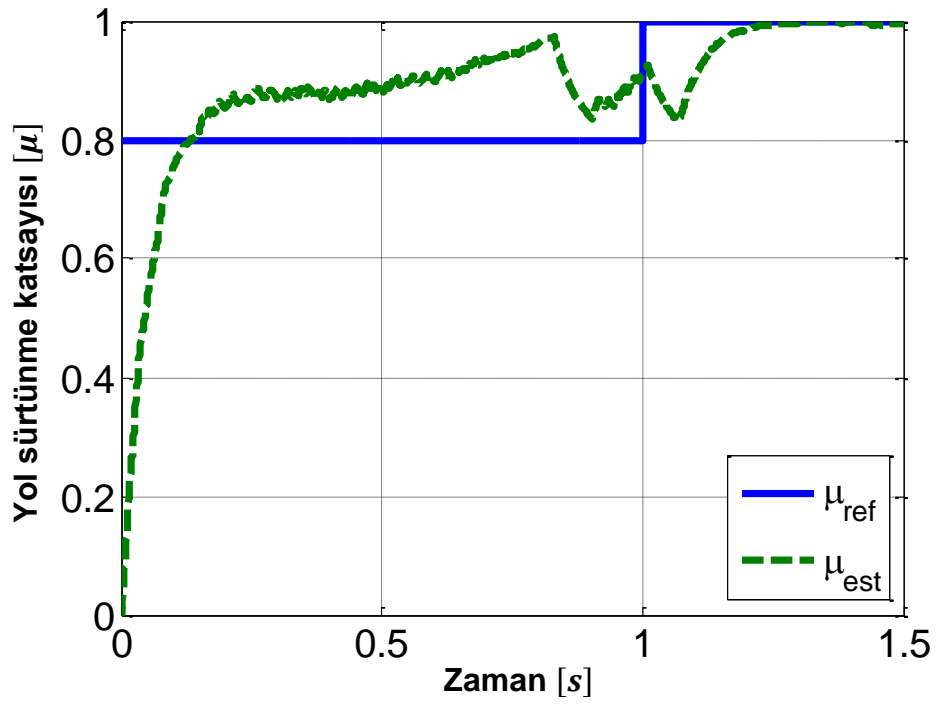
Gözlemci kazançlarının  $K_\omega$  ve  $K_x$  seçilmesi bulgusal olarak elde edilmiştir. Gözlemci kazançlarının yeterince büyük değerlerinde ÇMGG'nin kararlı ve tutarlı olduğu görülmüştür.

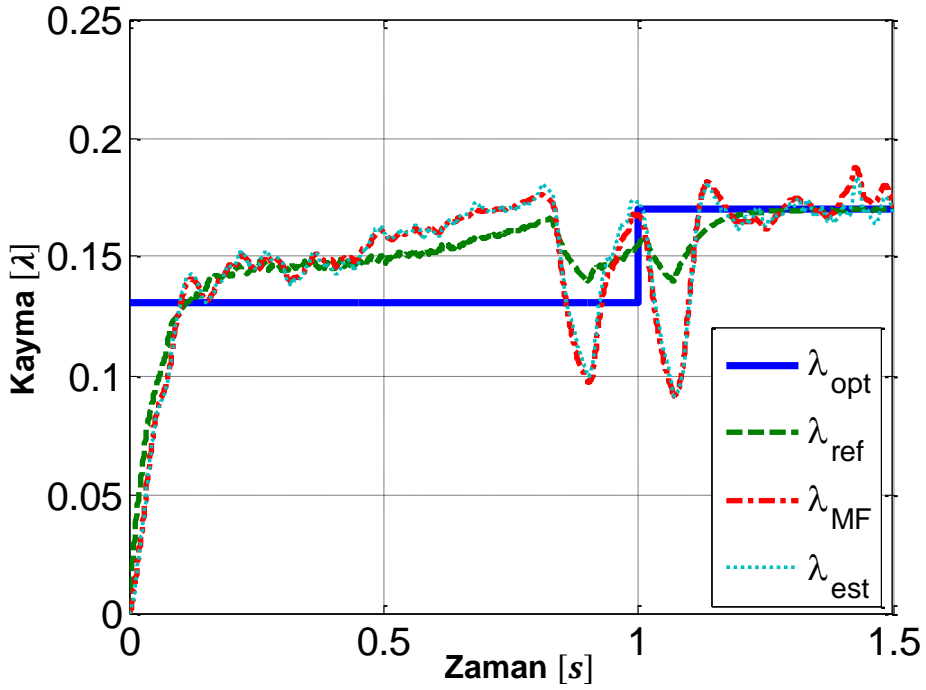
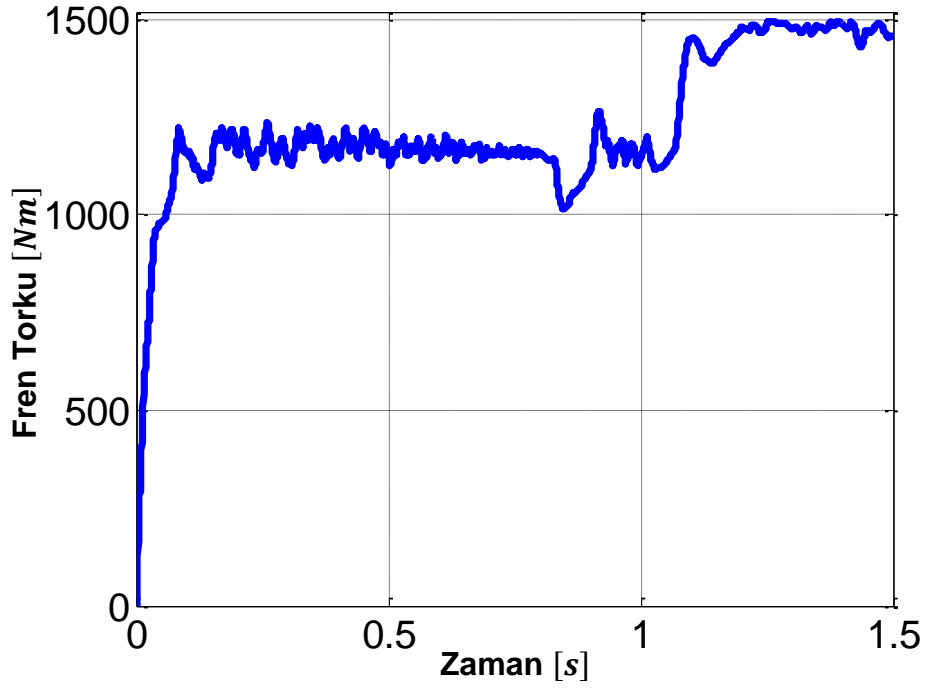


### 4.6.3. Benzetim Sonuçlarının Analizi

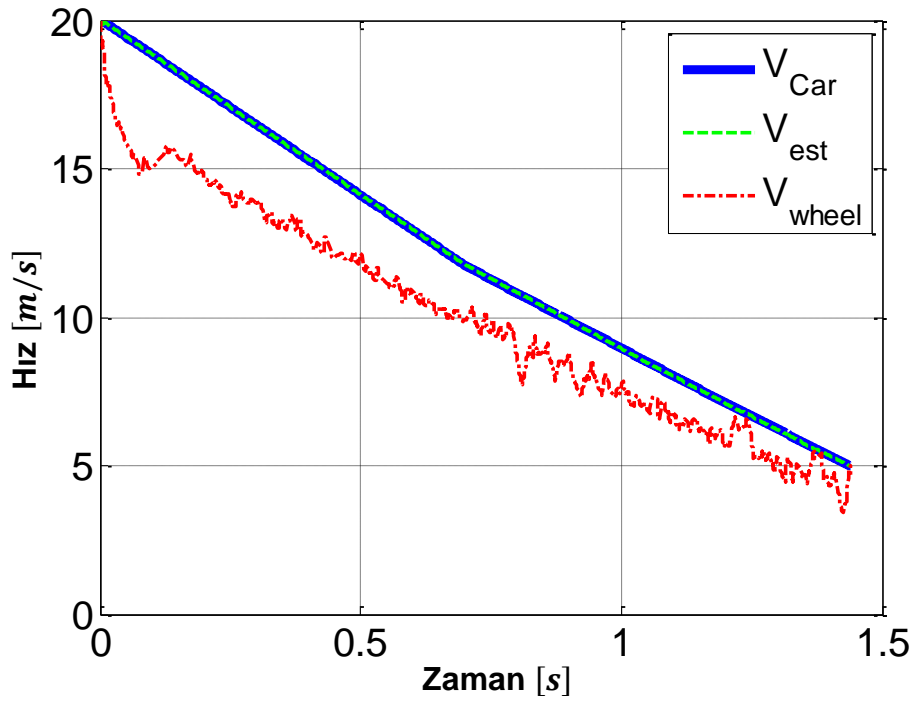
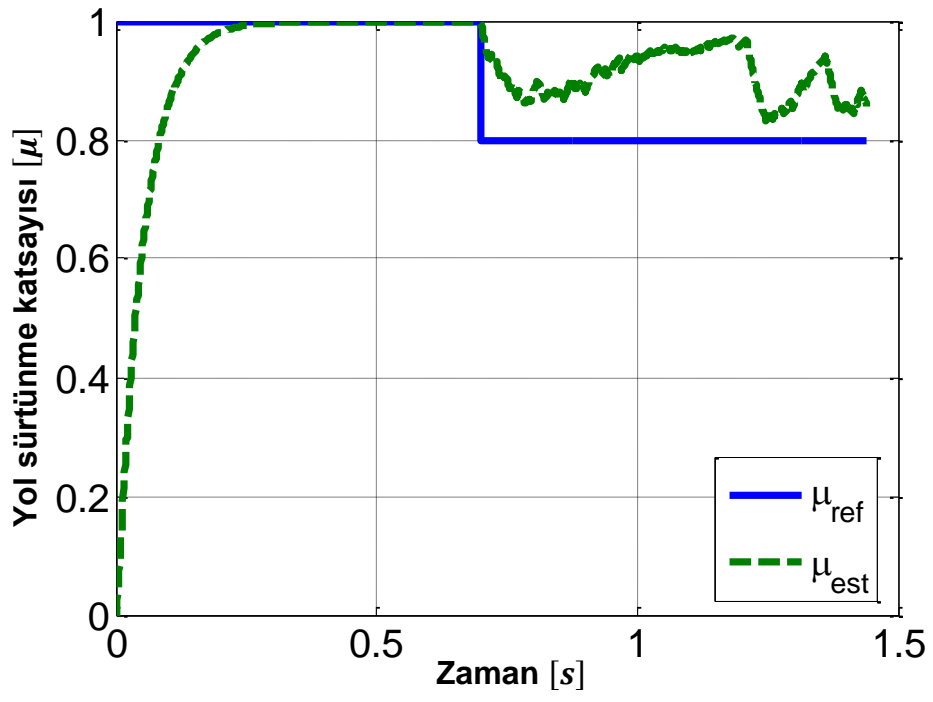
Önerilen kontrolcüler performansını incelemek için bir dizi çalışma gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2-4.5'te sistemin uygulanan fren senaryolarına karşı tepkisi verilmiştir. Benzetimler esnasında değer olarak yakın sürtünme katsayılarına sahip yollar arasında yapılan geçişlerde ÇMGG bu iki tip yol yüzeyini tahmin ederken bazı düzensizlikler yaşanmaktadır. Bu düzensizliği azaltmak amacıyla referans kayma değeri tahminine birinci dereceden gecikme eklenmiştir. Bu gecikme, birinci benzetim (şekil 4.2) sonucunda ıslak asfalttan kuru asfalta yapılan geçişten önce, bu iki değere ortalama olarak bir sonuç elde etmemize yol açmıştır. Buna benzer senaryoda ikinci benzetim (şekil 4.3) esnasında kuru asfalttan ıslak asfalta geçiş esnasında görülmüştür. Buna karşın şekil 4.4 ve 4.5'de görüldüğü gibi yüksek sürtünme katsayısından küçük sürtünme katsayısına geçişlerde benzer bir durum görülmemiştir ve karlı yol tipinin sürtünme katsayısı iyi bir tutarlılık derecesi ile tahmin edilmiştir. Böylece ÇMGG'nin yol sürtünme katsayılarını yeterince tutarlı tahmin ettiği ve sadece çok yakın sürtünme katsayılarında bazı düzensizlikler yaşandığı söylenebilir. Benzetim sonuçlarından  $\lambda_{ref}$  sinyalinin  $\lambda_{opt}$  sinyallerine çok yakın olduğu görülmüştür. Böylece optimal boylamasına kayma oranının tutarlı bir şekilde ABS referans sinyalinin yerine uygulayabileceğimizi söyleyebiliriz.

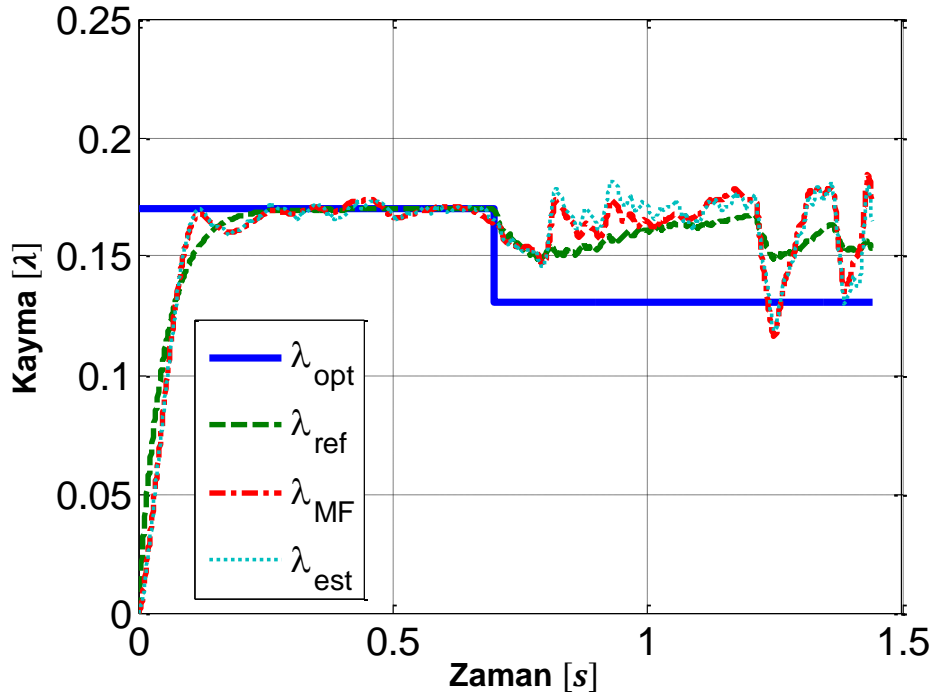
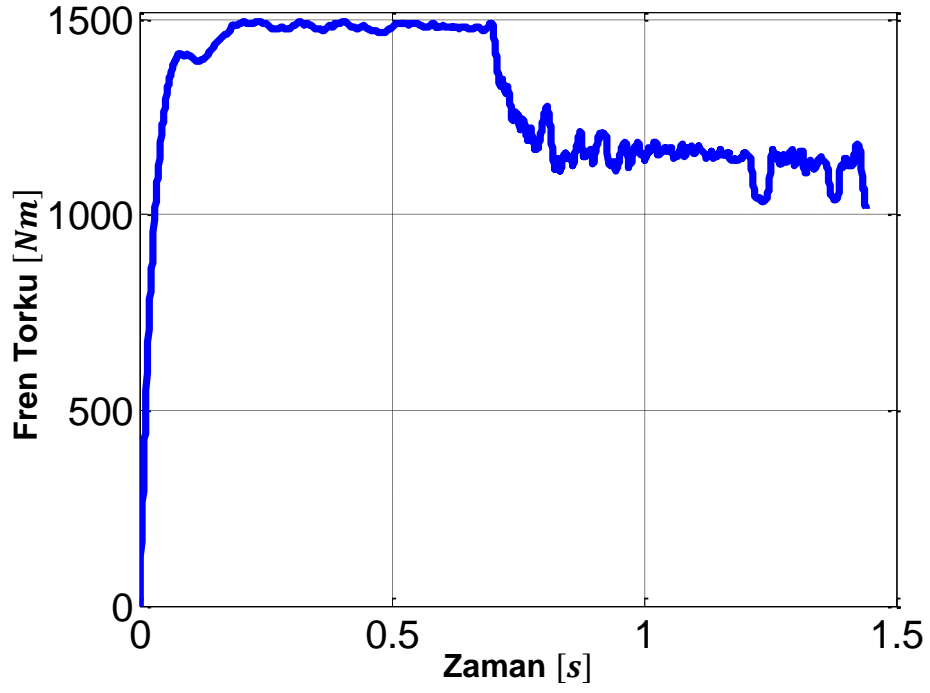
Benzetim sonuçları grafiklerinde ABS sistemine ait fren torkunun  $\tilde{T}_b$  yükselip alçalması tutarlı bir şekildedir; hatta üçüncü ve dördüncü senaryolarda yüksek sürtünme katsayılarından (ıslak ve kuru asfalt) çok küçük sürtünme (kar) katsayısına geçişlerde bile iyi performans sergilemiştir. Bir başka deyişle, tork sinyallerinde büyük pikler görülmemiştir. Böyle yüksek performanslı kontrolcü sistemi kontrolcü yapısının sürekli geçişli özelliğinden kaynaklanmaktadır.



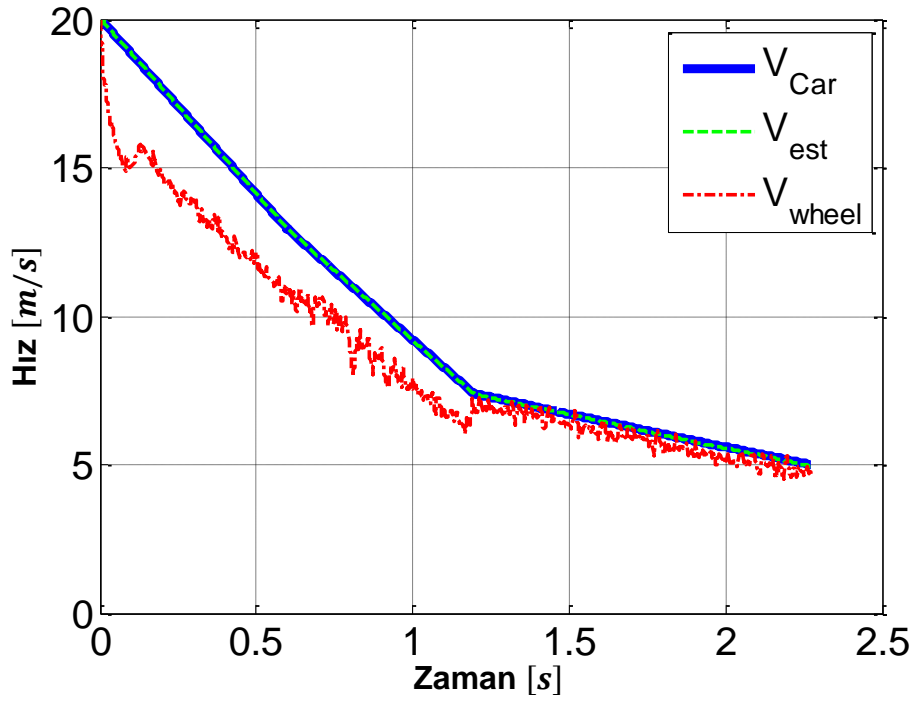
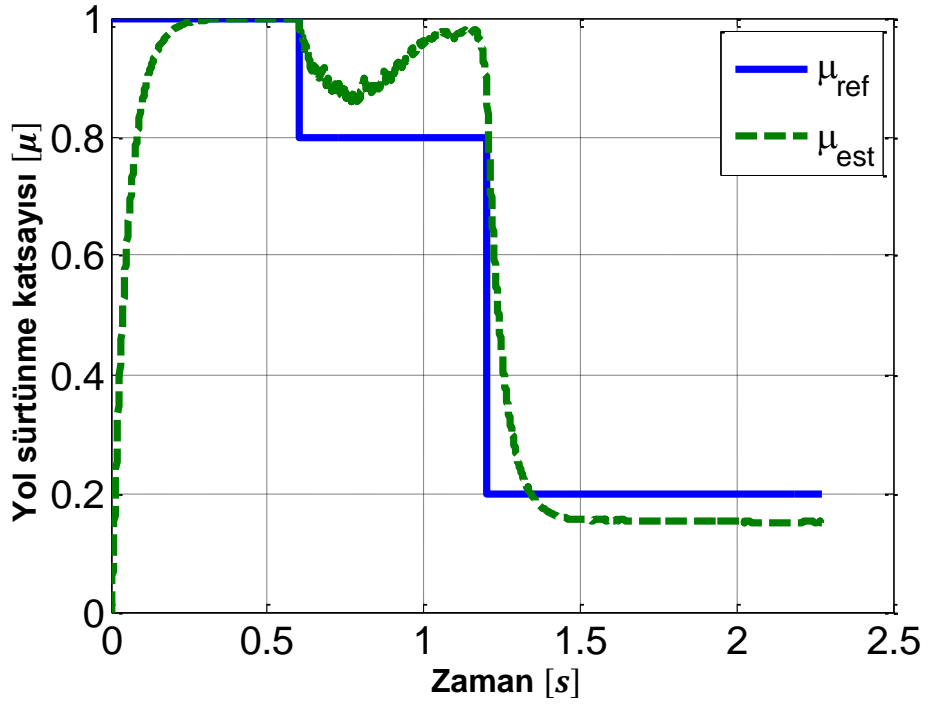


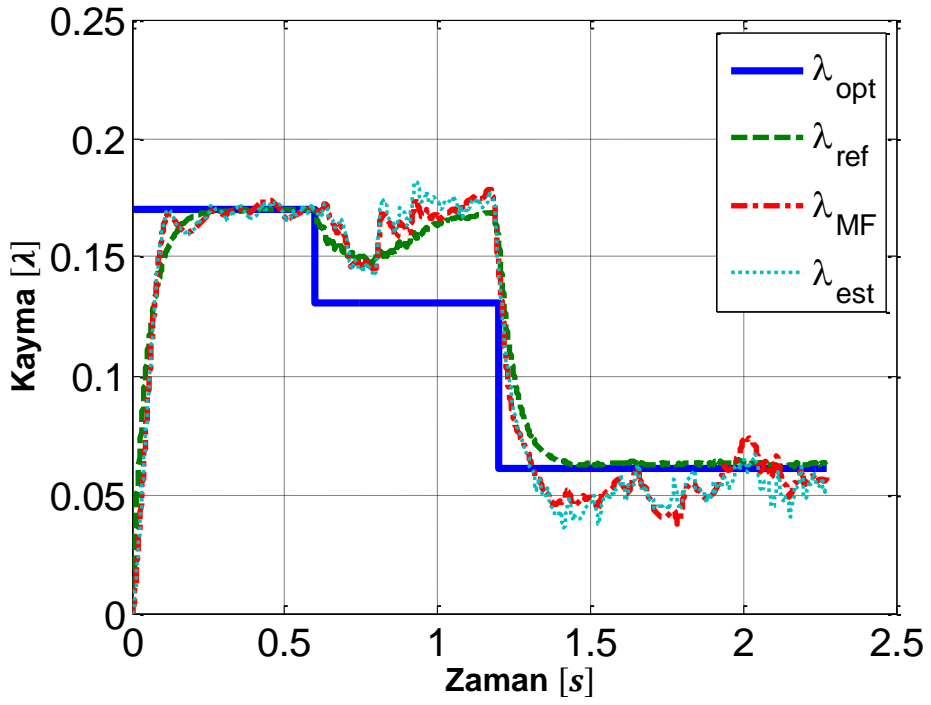
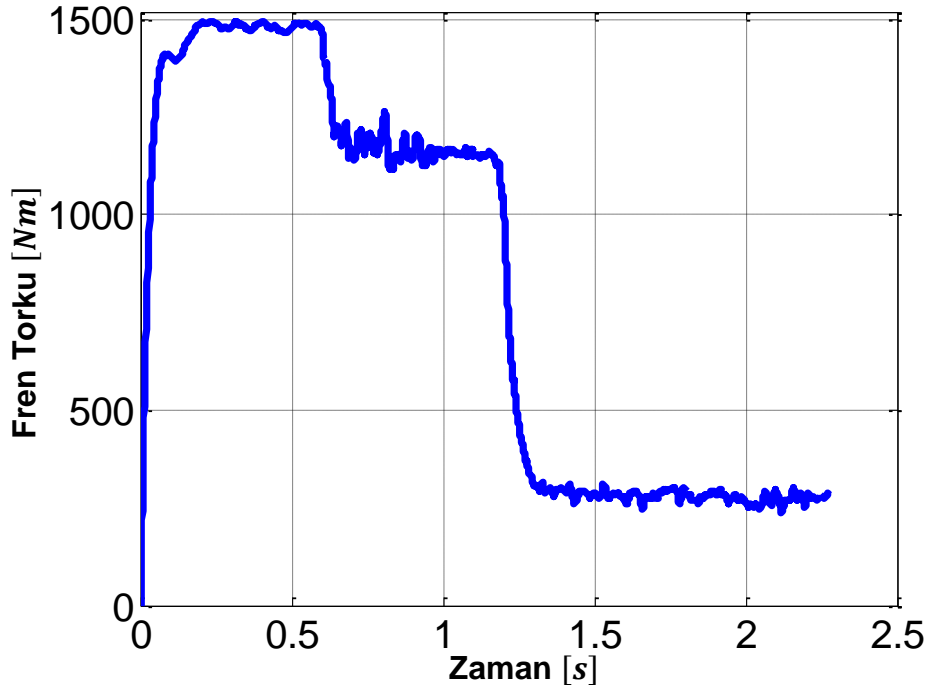
**Şekil 4.2.** ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının ıslak asfalt ( $\mu = 0.8$ ) durumundan kuru asfalt ( $\mu = 1.0$ ) durumuna geçiş esnasındaki performansı



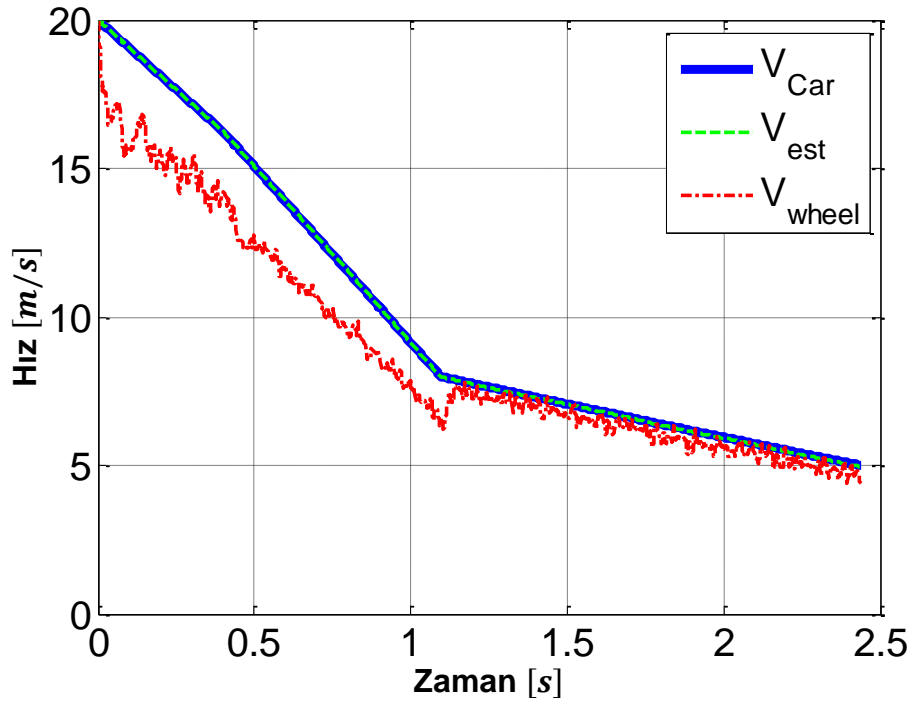
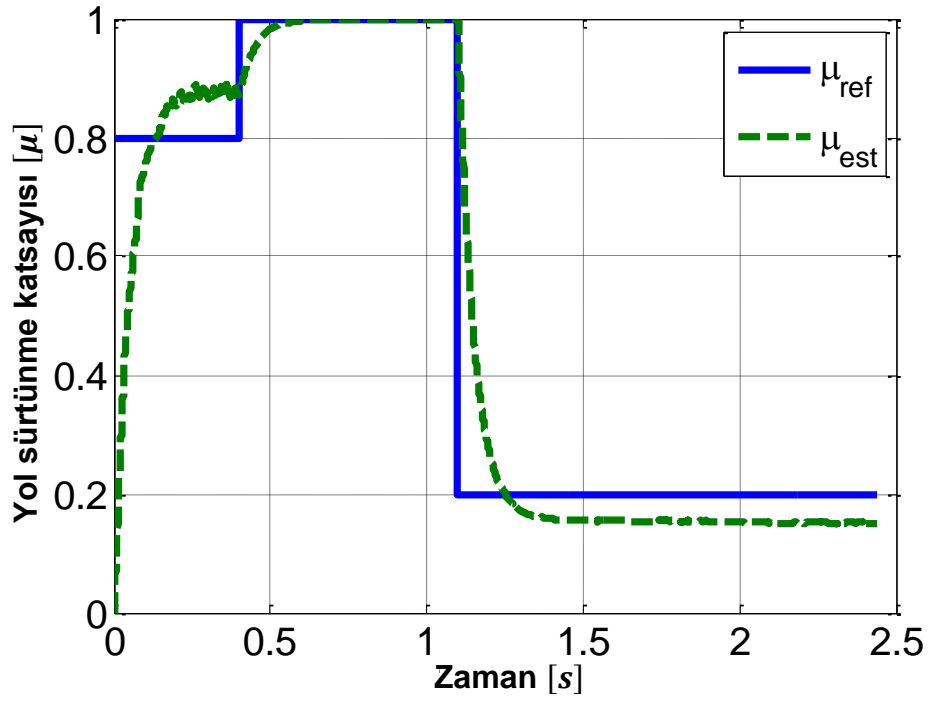


**Şekil 4.3.** ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının kuru asfalt ( $\mu = 1.0$ ) durumundan ıslak asfalt ( $\mu = 0.8$ ) durumuna geçiş esnasındaki performansı

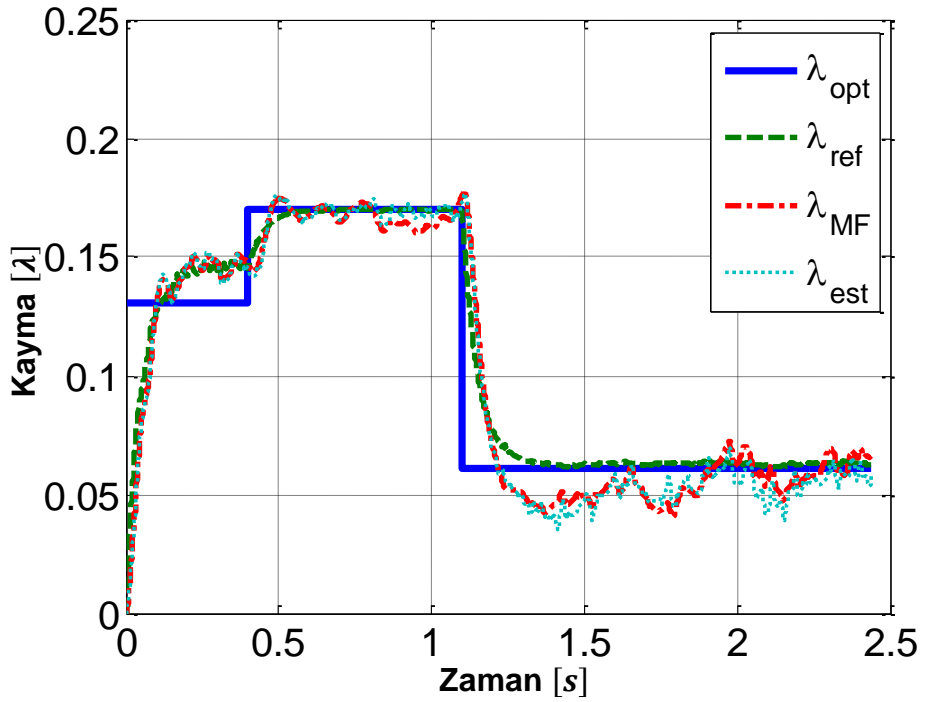
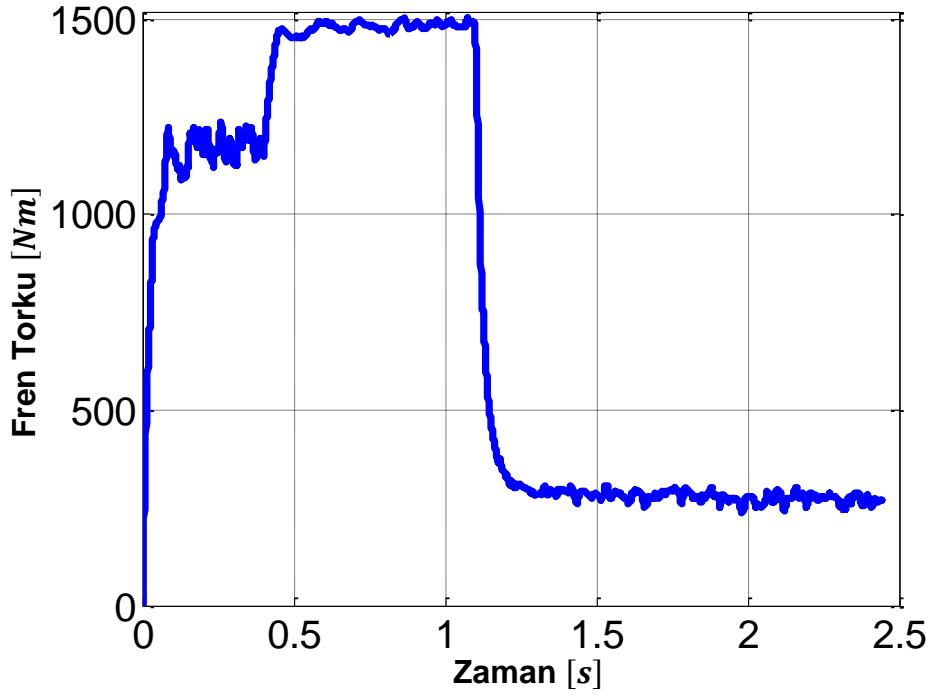




**Şekil 4.4.** ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının kuru asfalt ( $\mu = 1.0$ ) durumundan ıslak asfalt ( $\mu = 0.8$ ) durumuna ve daha sonra karlı ( $\mu = 0.2$ ) zemine geçiş esnasındaki performansı







**Şekil 4.5.** ABS kontrol sisteminin yol sürtünme katsayısının ıslak asfalt ( $\mu = 0.8$ ) durumundan kuru asfalt ( $\mu = 1.0$ ) durumuna ve daha sonra karlı ( $\mu = 0.2$ ) zemine geçiş esnasındaki performansı

Tablo 4.2’de fren durma mesafe değerleri farklı benzetimler için verilmiştir. Burada teorik minimum (TM) frenleme mesafesi de verilmiştir, bu değer yol tipi ve yol

sürtünme katsayısına göre uygulanabilecek en büyük fren kuvvetine ( $F = \mu_x \times F_n$ ) göre elde edilmiştir. Ayrıca aynı benzetim senaryolar için tekerleklerin frenleme boyunca kitlenmesi durumu da ( $T_b = 2500$ ) incelenmiştir. Tabloda elde edilen fren durma mesafelerinin TM'ye göre hata yüzdeleride verilmiştir. Burada çoklu model geçişli kontrolcü sistemin hata yüzdesinin %4'ün altında olması bu metodun ABS fren dinamğine yönelik elverişli olmasının göstergesidir.

**Tablo 4.2.** Fren durma mesafeleri

Senaryo	Fren Durma Mesafesi [m]			Hata Yüzdesi [%]	
	Çoklu Model Geişli (ÇMG) Kontrolcü	Teorik Minimum (TM)	Kilitlenmiş Tekerlek (KT)	ÇMG & TM arasındaki fark (%)	KT & TM arasındaki fark (%)
1	19.32	18.62	48.38	3.76	159.83
2	17.31	16.74	47.83	3.41	185.72
3	22.64	22.06	84.76	2.63	284.22
4	24.42	23.96	81.53	1.92	240.28

## 5. Inteco Laboratuvar Test Düzeneğiyle Lead Lag Tipi Çoklu Model Geçişli Kontrolcülerin Test Edilmesi

### 5.1. Giriş

Tez kapsamında önerilen yöntemlerin brake by wire uygulaması kapsamında yol deneyleri ile test edilmesinin önündeki engeller aşağıda sıralanmıştır:

- Brake by wire teknolojisine sahip üst segmentlerde yer alan bir taşıtı kiralamanın çok maliyetli olması;
- Brake by wire teknolojisine (elektromekanik frenlere) sahip bir taşıt kiralansa bile bu taşıtların merkezi bilgisayarlarına müdahale de bulunup, (varolan ABS algoritmasını bypass edip), önerilen ABS algoritmalarının yüklenmesi ciddi bir yan/ana sanayi desteği olmadan mümkün gözükmemesi;
- Yol testleri esnasında tekrarlanan deneyler arasında hep farklılıklar meydana gelecektir; dolayısıyla kontrollü bir deney ortamı sağlayan laboratuvar koşulları tercih edilmektedir.

Laboratuvar testleri için kullanılması planlanan deney düzeneği Inteco firmasının eğitim kiti olarak üretim pazarladığı Inteco ABS test platformudur.



**Şekil 5.1.** ABS deney cihazı

Inteco ABS test platformunun özellikleri aşağıda sıralanmıştır:

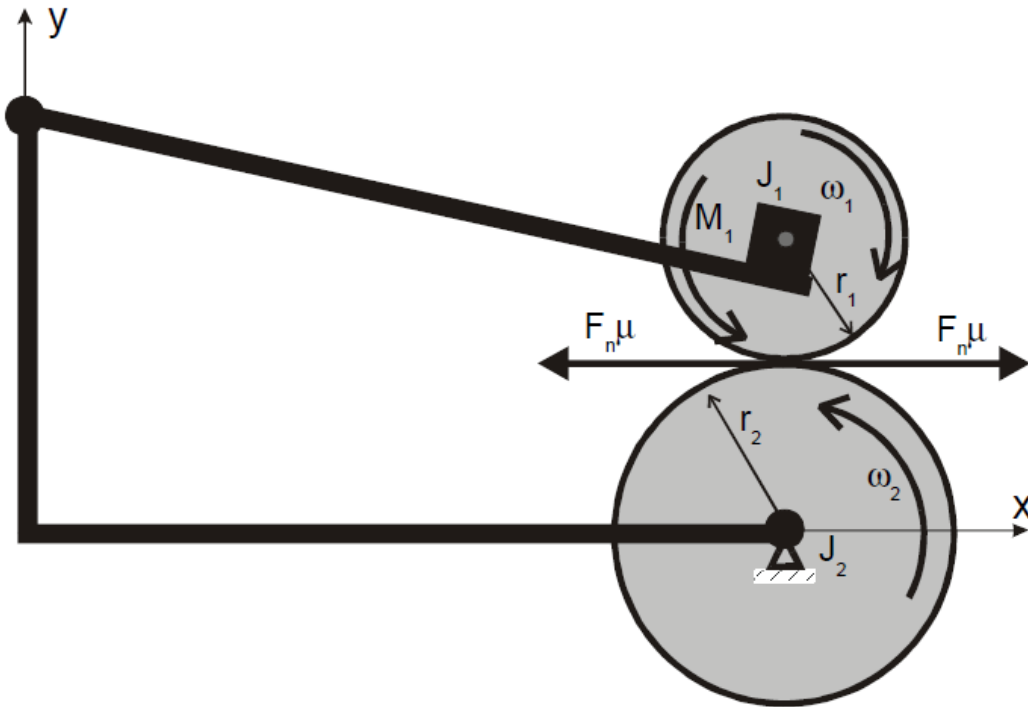
- Cihaz, taşıt atalet özelliklerinin benzetiminde kullanılan bir volan ve bu volan üzerinde frenleme işleminde kullanılan bir tekerlek; volanı belli bir hıza kadar hızlandıran elektrikli bir motor ve tekerleğin frenlenmesi sağlayan

elektromekanik fren sistemi, volan ve tekerleğin hızlarının ölçülmesini sağlayan enkoderlerden oluşmaktadır.

- Sistemdeki eyleyiciler ve algılayıcılar Matlab ortamıyla etkileşim halindedir. Matlab Simulink ortamındaki Real Time Workshop ile eyleyiciler kontrol edilebilmekte ve veri transfer işlemleri gerçekleştirilmektedir.
- Inteco test platformu farklı ABS kontrol algoritmalarının test edilmesine müsaittir.

## 5.2. Inteco Cihazının Matematiksel modeli

Test düzeneğinin modeli Şekil 5.2'de verilmiştir [31]



**Şekil 5.2.** ABS deney cihazının şeması

Şekil 5.2'de verilen sistem modelinde iki adet dönen tekerlek bulunmaktadır. Alt taraftaki tekerlek göreceli olarak taşıt ataletini ve üst taraftaki tekerlek frenlenen taşıt tekerleğini temsil etmektedir. Tekerlekler, dik kuvvet sonucu oluşan temas sürtünme kuvveti sebebiyle birbirleri arasında tork transferi yapılarak kontrollü hızlandırma/frenleme yapılmasını mümkün kılmaktadır. Denge koluna takılı olan tekerlek teflon malzeme ile kaplanmıştır. Aşağıdaki tekerlek ise pürüzsüz metal bir yüzeye sahiptir.

Tekerlek açıları, enkoderler ile ölçülmektedir. Ölçümlerin doğruluğu  $\frac{2\pi}{2048} = 0.175^\circ$  dir. Tekerleklerin açısal hızları enkoderden gelen veriler doğrultusunda sistem

tarafından tahmin edilmektedir. Üst tekerlek disk fren sistem ile donatılmıştır ve fren koluna hidrolik kavrama ile bağlıdır. Fren mekanizması bir DC motor kullanılarak frenleme esnasında telli bir bağlantı ile sıkıştırılmaktadır. Alt taraftaki tekerlek ise büyük bir DC motora bağlıdır ve tekerleğin hızlanmasını sağlamaktadır. Bu motor frenleme esnasında devre dışı bırakılmaktadır. Her iki DC motor da PWM(Pulse-Width modulation) sinyalleriyle kontrol edilmektedir.

Alt tekerleğin açısal hızı ve bu tekerleğin yarıçapı çarpımı, aracın hızını temsil etmektedir. Üst tekerleğin açısal hızı ise aracın tekerlek hızını temsil etmektedir.

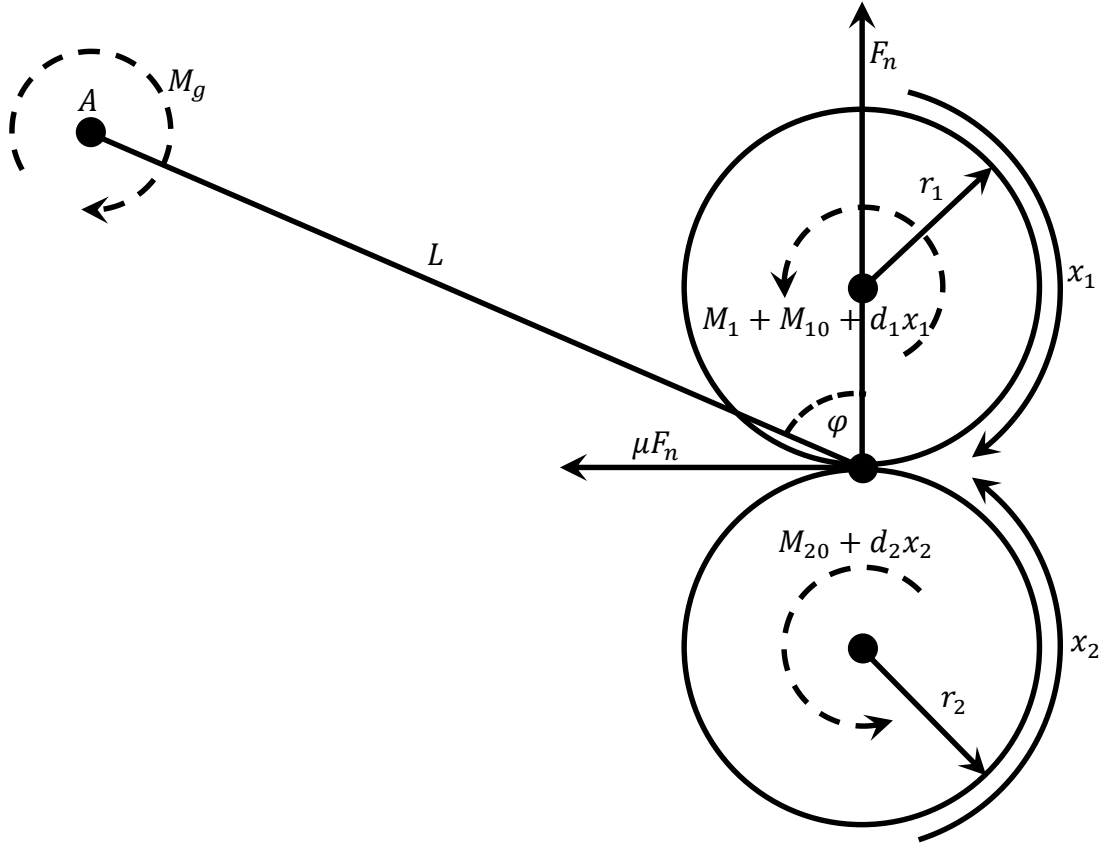
Modelin durum değişkenleri ve parametreleri EK 1.1'de verilmiştir.

Sürtünme kuvvetini normal bastırma kuvveti  $F_n$  ile orantılı olduğu varsayılmaktadır.

Kayma değeri  $\lambda$  aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{r_2 x_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2}, & r_2 x_2 \geq r_1 x_1, x_1 \geq 0, x_2 \geq 0, \\ \frac{r_1 x_1 - r_2 x_2}{r_1 x_1}, & r_2 x_2 < r_1 x_1, x_1 \geq 0, x_2 \geq 0, \\ \frac{r_2 x_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2}, & r_2 x_2 < r_1 x_1, x_1 < 0, x_2 < 0, \\ \frac{r_1 x_1 - r_2 x_2}{r_1 x_1}, & r_2 x_2 \geq r_1 x_1, x_1 < 0, x_2 < 0, \\ 1, & x_1 < 0, x_2 \geq 0, \\ 1, & x_1 \geq 0, x_2 < 0. \end{cases} \quad (5.1)$$

Üst tekerleğe uygulanan üç adet tork vardır: fren torku  $M_1$ , üst yatağın sürtünme torku ve tekerlekler arasında sürtünme torku. Alt tekerleğe iki tane tork uygulanmaktadır: Alt yatağın sürtünme torku ve tekerlekler arasında sürtünme torku. Bunların dışında alt tekerleğe uygulanan iki tane kuvvet var: üst tekerleğin yerçekimi kuvveti ve amortisörün basma kuvveti (Şekil 5.3)



**Şekil 5.3.** Model Geliştirilmesinde Kullanılan Ek Diyagram

Üst tekerleğin hareket denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$J_1 \dot{x}_1 = F_n r_1 \mu(\lambda) - d_1 x_1 - M_{10} - M_1 \quad (5.2)$$

Alt tekerleğin hareket denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$J_2 \dot{x}_2 = -F_n r_2 \mu(\lambda) - d_2 x_2 - M_{20} \quad (5.3)$$

Normal kuvveti  $F_n$  hesaplamak için A noktasına göre tüm torqların toplamı yazılabilir:

$$F_n L (\sin \varphi - s \mu(\lambda) \cos \varphi) = M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1 \quad (5.4)$$

Denklemleri sadeleştirdikten sonra:

$$F_n = \frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin \varphi - s \mu(\lambda) \cos \varphi)} \quad (5.5)$$

$F_n$ 'i sistem denklemlerine yerleştirdikten sonra, hareket denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$J_1 \dot{x}_1 = \frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1}{L(\sin \varphi - s\mu(\lambda) \cos \varphi)} r_1 s\mu(\lambda) - s_1 M_1 - d_1 x_1 - s_1 M_{10} \quad (5.6)$$

$$J_2 \dot{x}_2 = -\frac{M_g + s_1 M_1 + s_1 M_{10} + d_1 x_1}{L(\sin \varphi - s\mu(\lambda) \cos \varphi)} r_2 s\mu(\lambda) - d_2 x_2 - s_2 M_{20}$$

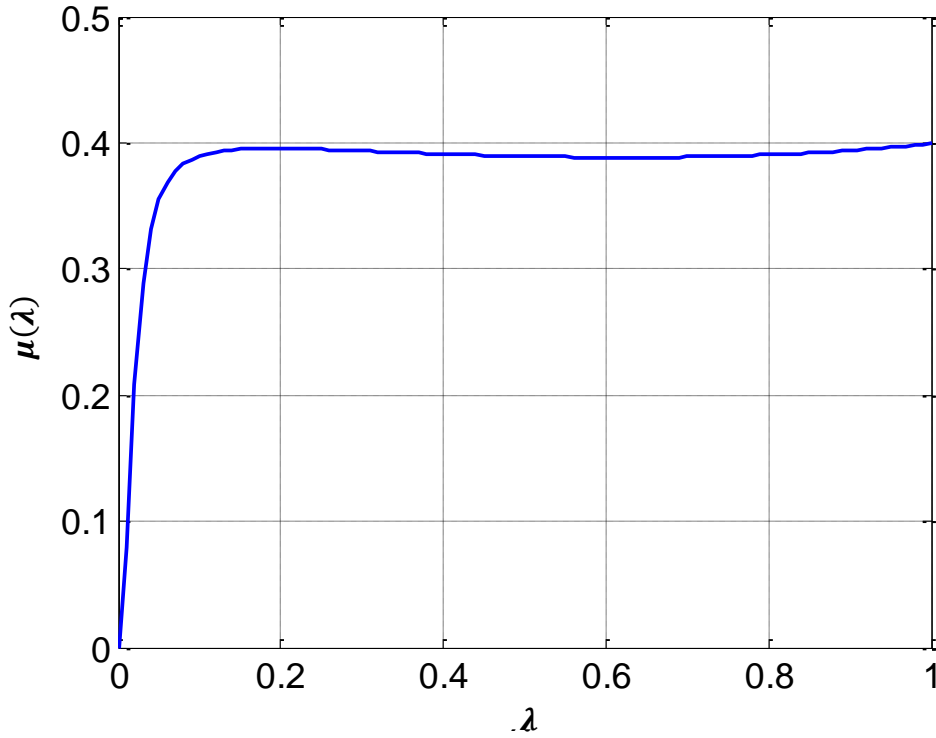
Her iki denklemde ortak faktör olarak:

$$S(\lambda) = \frac{s\mu(\lambda)}{L(\sin \varphi - s\mu(\lambda) \cos \varphi)} \quad (5.7)$$

tanımlanabilir. Dinamik sürtünme katsayısı  $\mu(\lambda)$ 'yı aşağıdaki denklem için rasyonel bir fonksiyon uydurulabileceği gibi Inteco kullanım kılavuzunda yer alan aşağıdaki formül de kullanılabilir (Şekil 5.4)

$$\mu(\lambda) = \frac{w_4 \lambda^p}{a + \lambda^p} + w_3 \lambda^3 + w_2 \lambda^2 + w_1 \lambda \quad (5.8)$$

Yukarıdaki sistem denklemlerini sadeleştirmek için aşağıdaki katsayılar tanımlanmıştır (Ek 1.2)



**Şekil 5.4.** Deney cihazın üretici firma tarafından önerilen sürtünme karakteristiği

Ek 1.2'de yer alan katsayıların değerleri Ek 1.3 de verilmiştir:

Sürtünme Parametrelerin nominal değerleri Ek 1.4'te verilmiştir (3 farklı test sonucu bulunmuştur)

Sonuç olarak, yukarıda verilen değerler kullanılarak sistem denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= S(\lambda)(c_{11}x_1 + c_{12}) + c_{13}x_1 + c_{14} + (c_{15}S(\lambda) + c_{16})s_1M_1 \\ \dot{x}_2 &= S(\lambda)(c_{21}x_1 + c_{22}) + c_{23}x_2 + c_{24} + c_{25}S(x_1, x_2)s_1M_1\end{aligned}\quad (5.9)$$

Fren eyleyici dinamiği ise aşağıdaki denklem ile ifade edilir:

$$\dot{M}_1 = c_{31}(b(u) - M_1) \quad (5.10)$$

$b(u)$ , aşağıdaki denklem ile elde edilmektedir

$$b(u) = \begin{cases} b_1u + b_2, & u \geq u_o \\ 0, & u < u_o \end{cases} \quad (5.11)$$

Burada  $c_{13} = 20.37 [1/s]$ ,  $b_1 = 15.24$ ,  $b_2 = -6.21$ ,  $u_o = 0.415$  olarak kullanım kılavuzunda verilmiştir.

### 5.3. Sistem doğrusallaştırması

Boylamasına kayma değeri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\lambda = \frac{r_2x_2 - r_1x_1}{r_2x_2} \quad (5.12)$$

Bu denklemin türevi alındığında

$$\dot{\lambda} = \frac{r_1(x_1\dot{x}_2 - \dot{x}_1x_2)}{r_2(x_2)^2} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{x_1\dot{x}_2 - \dot{x}_1x_2}{(x_2)^2} \quad (5.13)$$

elde edilmektedir.

Sistem denklemleri uygulanınca:

$$\begin{aligned}\dot{\lambda} &= \frac{r_1}{r_2} \left[ \frac{x_1}{x_2^2} (S(\lambda)(c_{21}x_1 + c_{22}) + c_{23}x_1 + c_{24} + c_{25}S(\lambda)M_1) \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{x_2} (S(\lambda)(c_{11}x_1 + c_{12}) + c_{13}x_1 + c_{14} + (c_{15}S(\lambda) + c_{16})M_1) \right] \quad (5.14)\end{aligned}$$



şeklinde elde edilmektedir. Denklemi sadeleştirmek için aşağıdaki tanım yapılır:

$$x_1 = \frac{r_2}{r_1} (1 - \lambda)x_2 \quad (5.15)$$

$x_1$  yerine eşdeğerini kullanarak:

$$\dot{\lambda} = f(\lambda, x_2) + g(\lambda, x_2)M_1 \quad (5.16)$$

yazılabilir. Burada:

$$f(\lambda, x_2) = - \left[ (S(\lambda)c_{11} + c_{13})(1 - \lambda) + \frac{r_1}{r_2 x_2} (S(\lambda)c_{12} + c_{14}) \right] \\ + \frac{1 - \lambda}{x_2} \left[ \left( S(\lambda)c_{21} \frac{r_2}{r_1} (1 - \lambda) + c_{23} \right) x_2 + S(\lambda)c_{22} + c_{24} \right] \quad (5.17)$$

$$g(\lambda, x_2) = \frac{-r_1}{r_2 x_2} \left( c_{15} S(\lambda) + c_{16} - \frac{r_2}{r_1} c_{25} S(\lambda) (1 - \lambda) \right)$$

Doğrusallaştırma işlemi sonucunda ve aşağıdaki tekerleğin açısal hızının ( $x_2$ ) daha yavaş değişimini göz önünde bulundurulduğunda, sistem matrisleri aşağıdaki gibi verilir:

$$\begin{pmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{M}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial \dot{\lambda}}{\partial \lambda} & \frac{\partial \dot{\lambda}}{\partial M_1} \\ \frac{\partial \dot{M}_1}{\partial \lambda} & \frac{\partial \dot{M}_1}{\partial M_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \lambda \\ M_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial \dot{\lambda}}{\partial \delta u} \\ \frac{\partial \dot{M}_1}{\partial \delta u} \end{pmatrix} \delta u \quad (5.18)$$

$$y = (1 \quad 0) \begin{pmatrix} \lambda \\ M_1 \end{pmatrix}$$

#### 5.4. Kontrolcü Tasarımı

Yukarıda bahsi geçen sisteme, üç farklı kontrolcü tasarlanmıştır. İlk olarak PID kontrolcüsü, simulink ortamında bulunan PID tune komutu kullanılarak tasarlanmıştır. Daha sonra çoklu model geçişli lead lag kontrolcüsü tasarlanmıştır. Ayrıca üretici firmaya tarafından sunulan ve simulink ortamında bulunan Relay kontrolcüsü sınanmıştır.

##### 5.4.1. PID Kontrolcü Tasarımı

Bu kısımda referans kayma değerinin takibini sağlayacak PID kontrolcülerini doğrusallaşmış sistem için simulink yazılımı ortamında bulunan PID tune komutunu

kullanarak tasarlanmıştır. Test düzeneğinde iki farklı sürtünme katsayısı sınanmıştır; bu yüzden farklı durumlar için farklı PID kontrolcüler tasarlanmıştır ve kontrolcü kazançları Tablo 5.1’de verilmiştir.

**Tablo 5.1.** Deneysel testler için hesaplanan PID kazançları

Deney Koşulları	$K_p$	$K_i$	$K_d$
Tırtıklı Kaplama $\lambda^* = 0.1$	1	11	0.04
Tırtıklı Kaplama $\lambda^* = 0.2$	2	11.3	0.04
Tırtıklı Kaplama $\lambda^* = 0.3$	1.6	11	0.04
Normal $\lambda^* = 0.1, 0.2, 0.3$	1	11.28	0.04

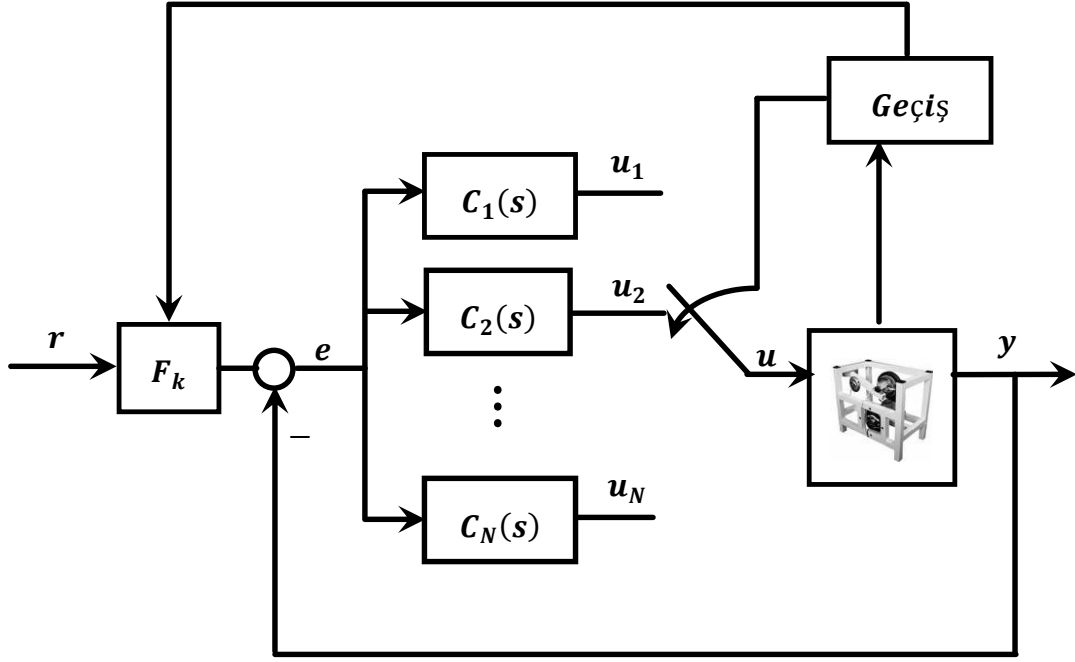
#### 5.4.2. Çoklu Model Geçişli sistem için Lead-Lag kontrolcü tasarımı

Bölüm 4’te verilen kuramlar kullanılarak çoklu model geçişli Lead Lag Kontrolcüler tasarlanmıştır. Tablo 5.2’de verilen üç ayrı işletim bölgesinde (alt tekerleğin açılma hızına göre 1500,1000,500 rpm) üç ayrı kontrolcüden oluşan bir dizi kontrolcü tasarlanmıştır. Kontrolcüler arasındaki geçişler test düzeneğinin alt tekerlek hızına göre yapılmaktadır. Tasarlanmış kontrolcülerin durum-uzay denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$K_1 = \begin{pmatrix} -1.0429 & 1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix} L_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} M_1 = (0.1865 \quad 0) N_1 = 1$$

$$K_2 = \begin{pmatrix} -1.0462 & 1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix} L_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} M_2 = (0.1865 \quad 0) N_2 = 1$$

$$K_3 = \begin{pmatrix} -14.5623 & 1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix} L_3 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} M_3 = (0.1865 \quad 0) N_3 = 1$$



**Şekil 5.5.** Deney cihazına uygulanmış çoklu model geçişli kontrolcü yapısı. Burada geçişler aşağıdaki tekerleğin açısal hızına göre sağlanmaktadır.

**Tablo 5.2.** Çoklu model geçişli kontrolcülerin çalışma aralıkları

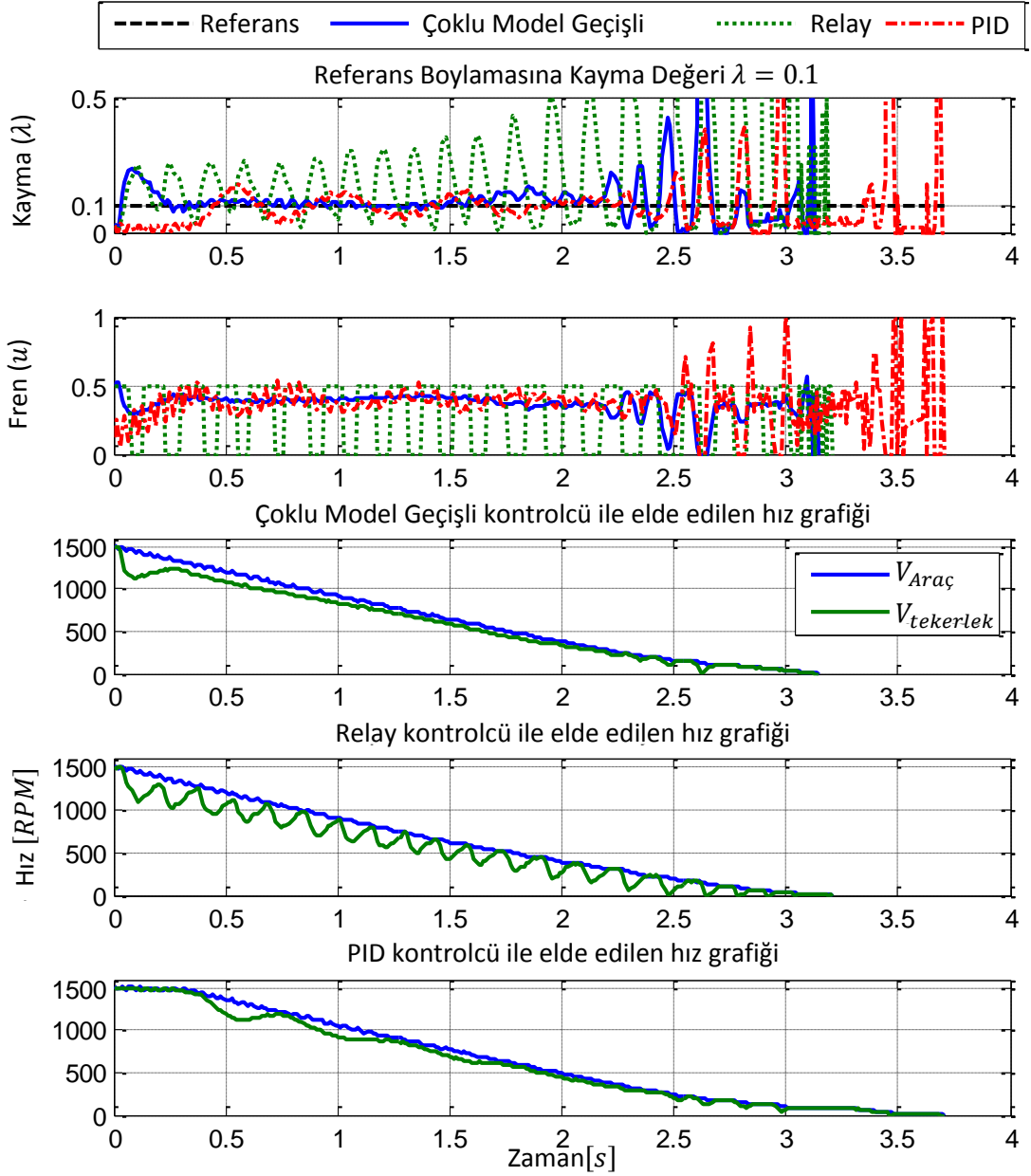
Speed ( $ms^{-1}$ )	Controller
$x_2 > 1250$	$C_1(s)$
$750 < x_2 < 1250$	$C_2(s)$
$x_2 < 750$	$C_3(s)$

### 5.5. Deneysel Sonuçlar

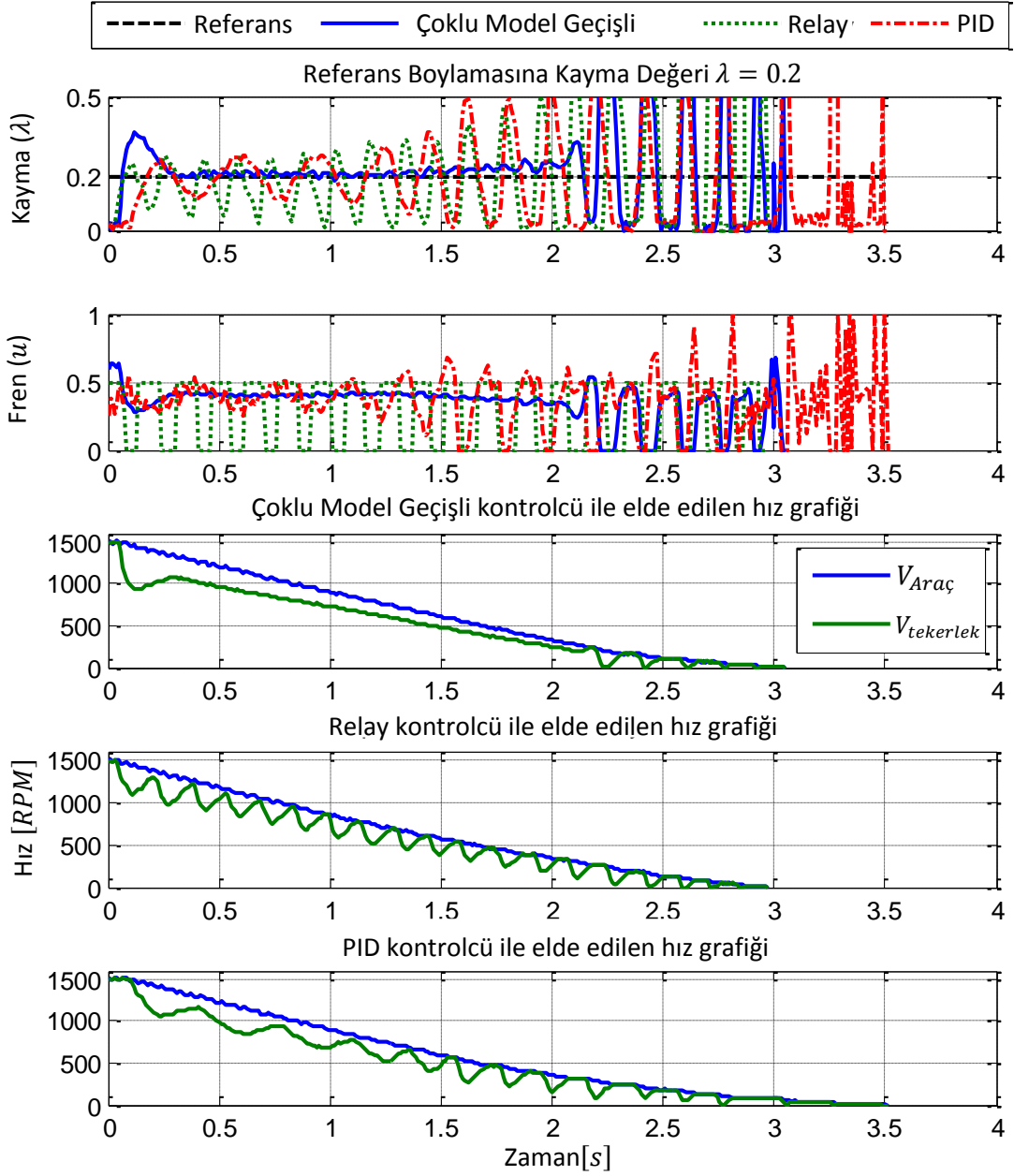
Çoklu model geçişli kontrolcünün özelliklerini göstermek için, bir dizi benzetimler ve gerçek zamanlı deneyler yapılmıştır. İlk olarak cihazın nominal durumuna hiçbir modifikasyon yapmadan testler yapılmıştır. Daha sonra, tekerlekler arasındaki sürtünme katsayısını değiştirmek için cihazın üst tekerleği tırtıklı bir bant ile kaplanmıştır. Son olarak, cihazın koluna eklenen bir düzenek vasıtasıyla tekerlekler arası dik kuvvet sırasıyla artırılmış ve azaltılmış, böylelikle değişken sürtünme kuvveti ile testler yapılabilmektedir.

### 5.5.1. Nominal Şartlarda Yapılan Deneyler

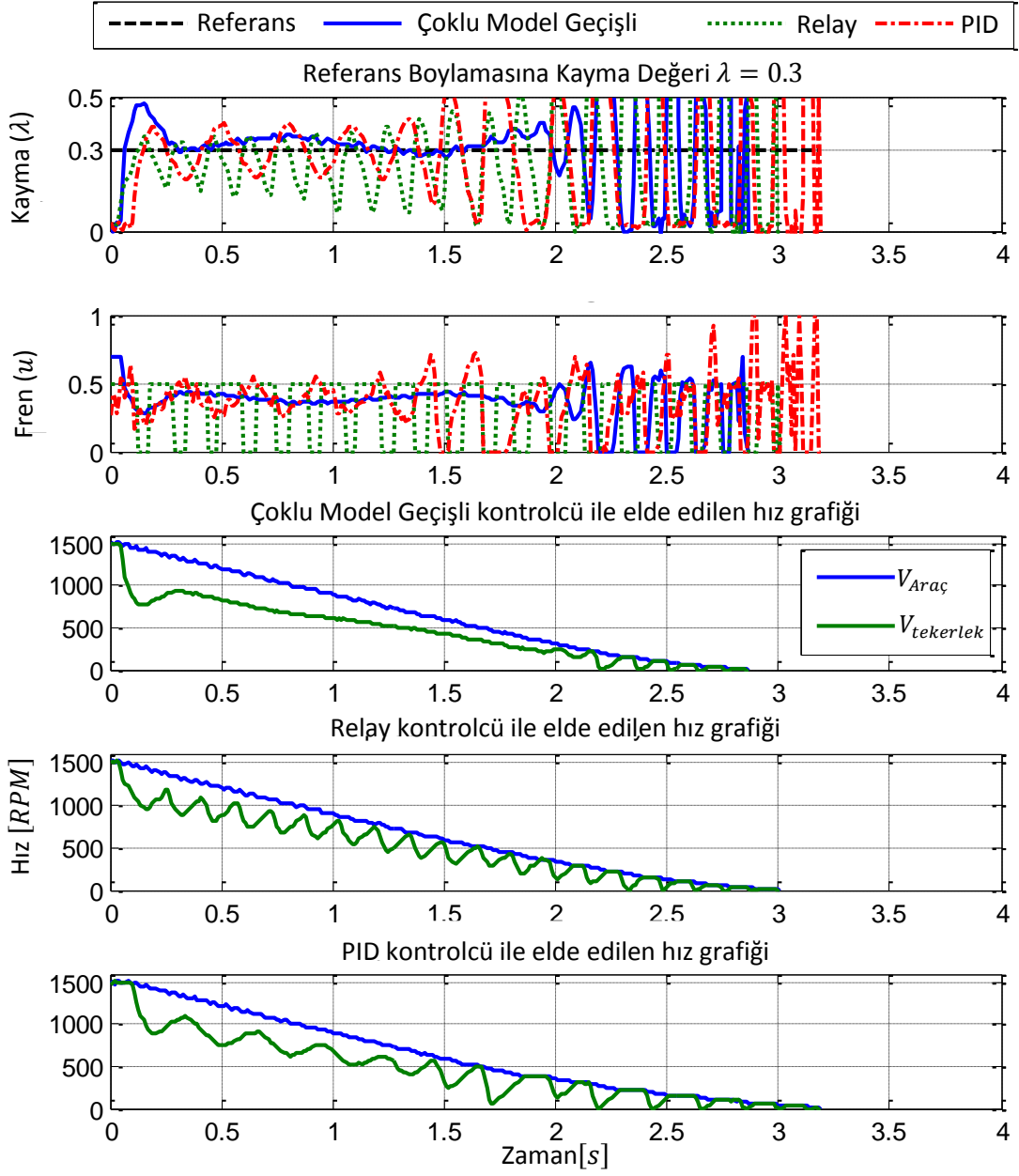
Tasarlanan kontrolcüler ilk olarak deney cihazının yapısında hiçbir modifikasyon yapılmadan test edilmiştir. Deneyler üç farklı referans boylamasına kayma değeri ( $\lambda^* = 0.1, 0.2$  ve  $0.3$ ) için yapılmıştır ve sonuçlar Şekil 5.6-5.8 arasında verilmiştir. Tüm kontrolcüler  $\lambda^* = 0.1$  için tasarlanmıştır ancak sonrasında nominalden farklı referans kayma değerlerinde sınanmışlardır. Çoklu model geçişli kontrolcülerin boylamasına kayma değerini ( $\lambda^*$ ) daha iyi takip ettiği ve diğer kontrolcülere göre daha iyi performans sergilediği görülmüştür.



**Şekil 5.6.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğine hiçbir işlem uygulanmamıştır.



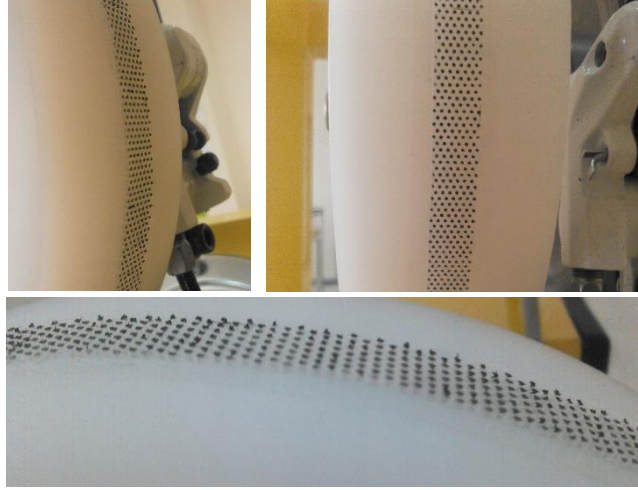
**Şekil 5.7.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.2, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğine hiçbir işlem uygulanmamıştır.



**Şekil 5.8.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.3, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğine hiçbir işlem uygulanmamıştır.

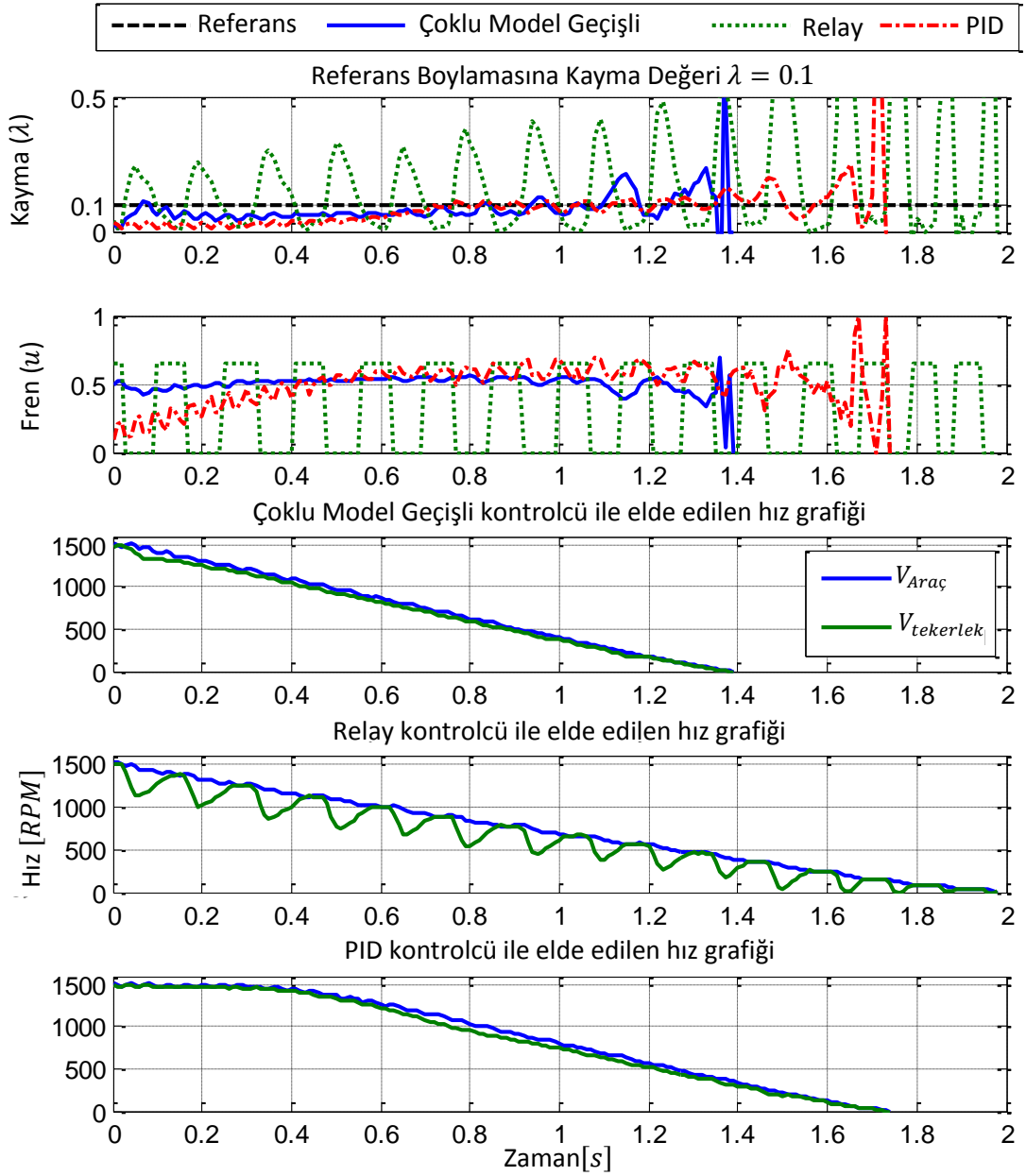
### 5.5.2. Arttırılmış Sürtünme Katsayısı Deneyleri

Bu kısımda, sürtünme katsayısını arttırmak için test esnasında üst tekerleğe tırtıklı bant uygulanmıştır (bkz Şekil 5.9). Şekil 5.10 ve 5.12’de verilen sonuçlara göre çoklu model geçişli kontrolcü diğer kontrolcülere göre daha kararludur ve referans kayma değerini daha iyi takip etmektedir.

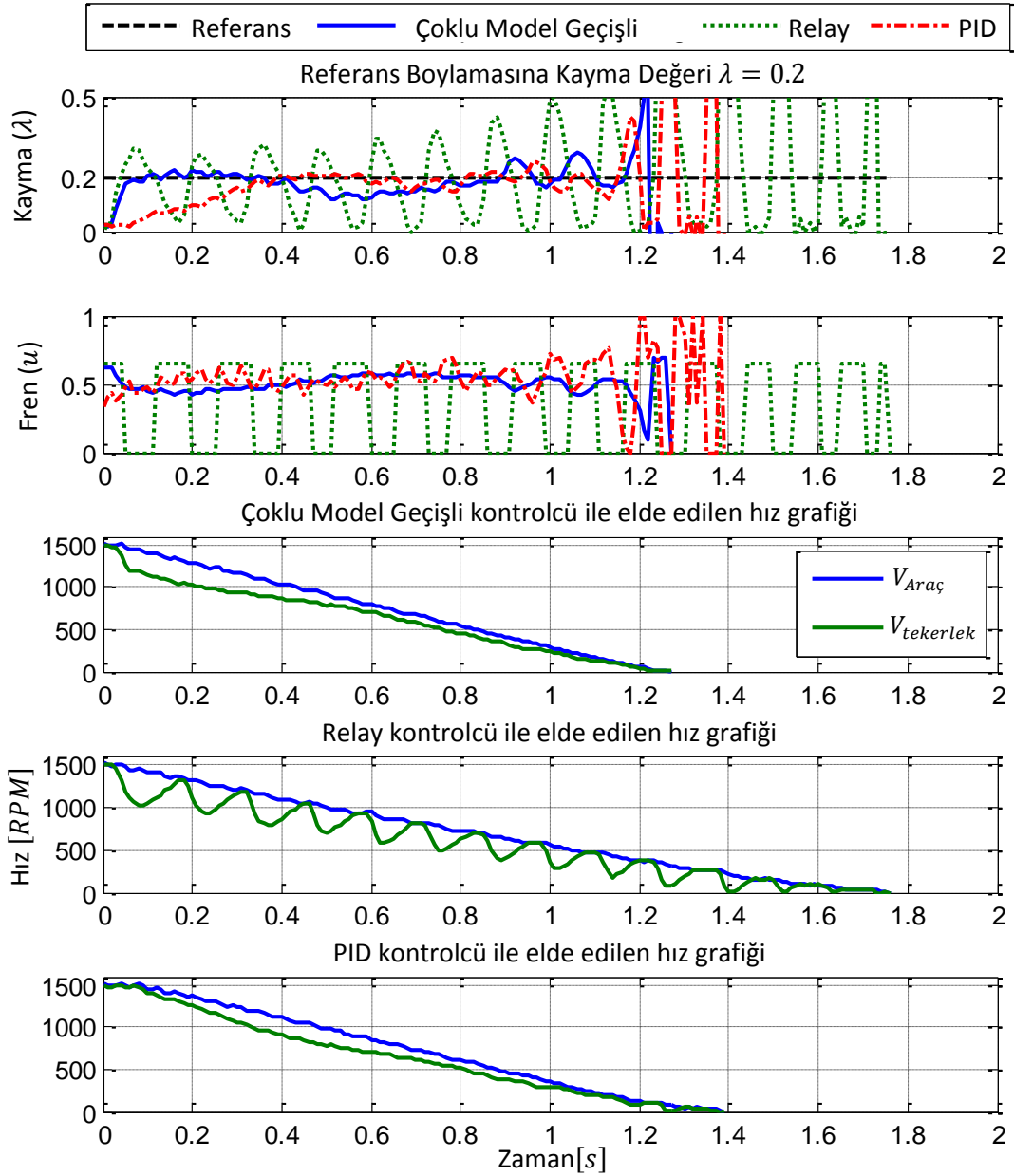


**Şekil 5.9.** Deney cihazın üst tekerleğinin çevresi tırtıklı bir bant ile kaplanmıştır

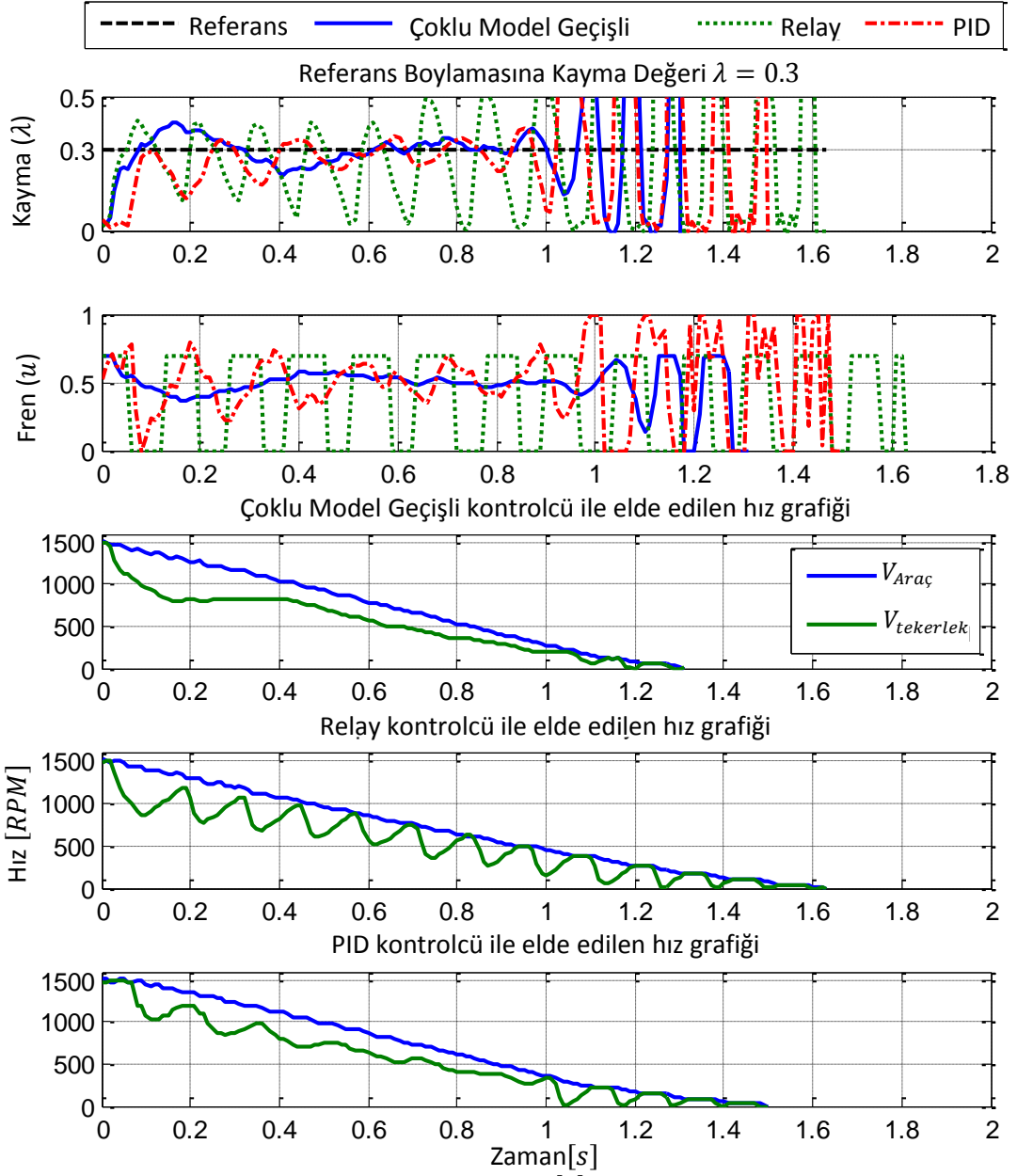




**Şekil 5.10.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğinde sürtünme katsayısını arttırmak için üst tekerlek tırtıklı bant ile kaplanmıştır.



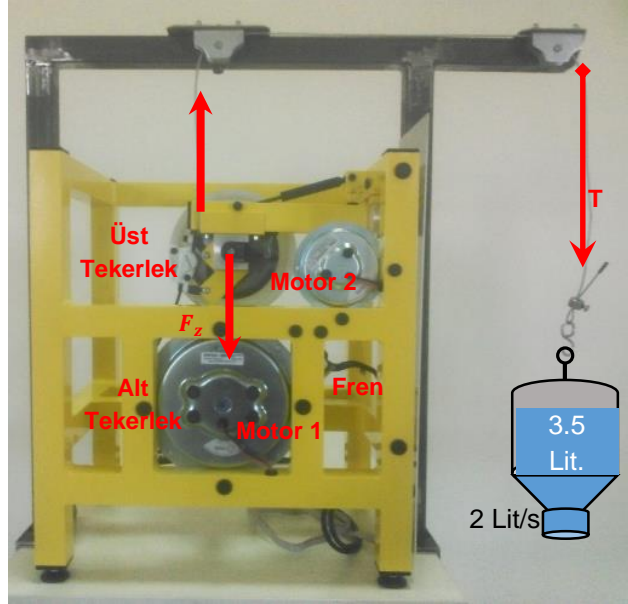
**Şekil 5.11.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.2, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğinde sürtünme katsayısını arttırmak için üst tekerlek tırtıklı bant ile kaplanmıştır.



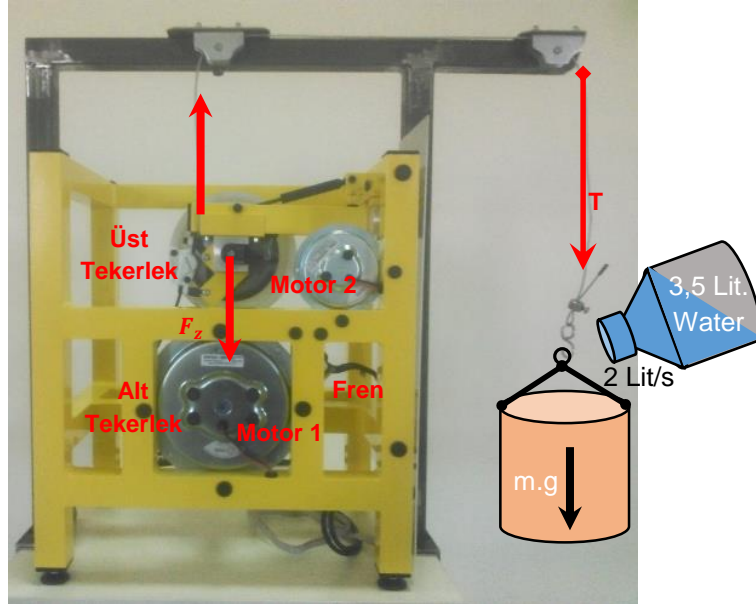
**Şekil 5.12.** Deney düzeniği ile gerçekleştirilen testlerde üç farklı kontrolcünün performansı verilmiştir ( $\lambda^* = 0.3, V_{max} = 1500RPM$ ). Bu testlerde deney düzeneğinde sürtünme katsayısını arttırmak için üst tekerlek tırtıklı bant ile kaplanmıştır.

### 5.5.3. Değişken Dik Kuvvet Deneyleri

Bu kısımda değişken dik kuvvet elde edilmesini sağlayan bir düzenek kurulmuştur (Şekil 5.13, 5.14)



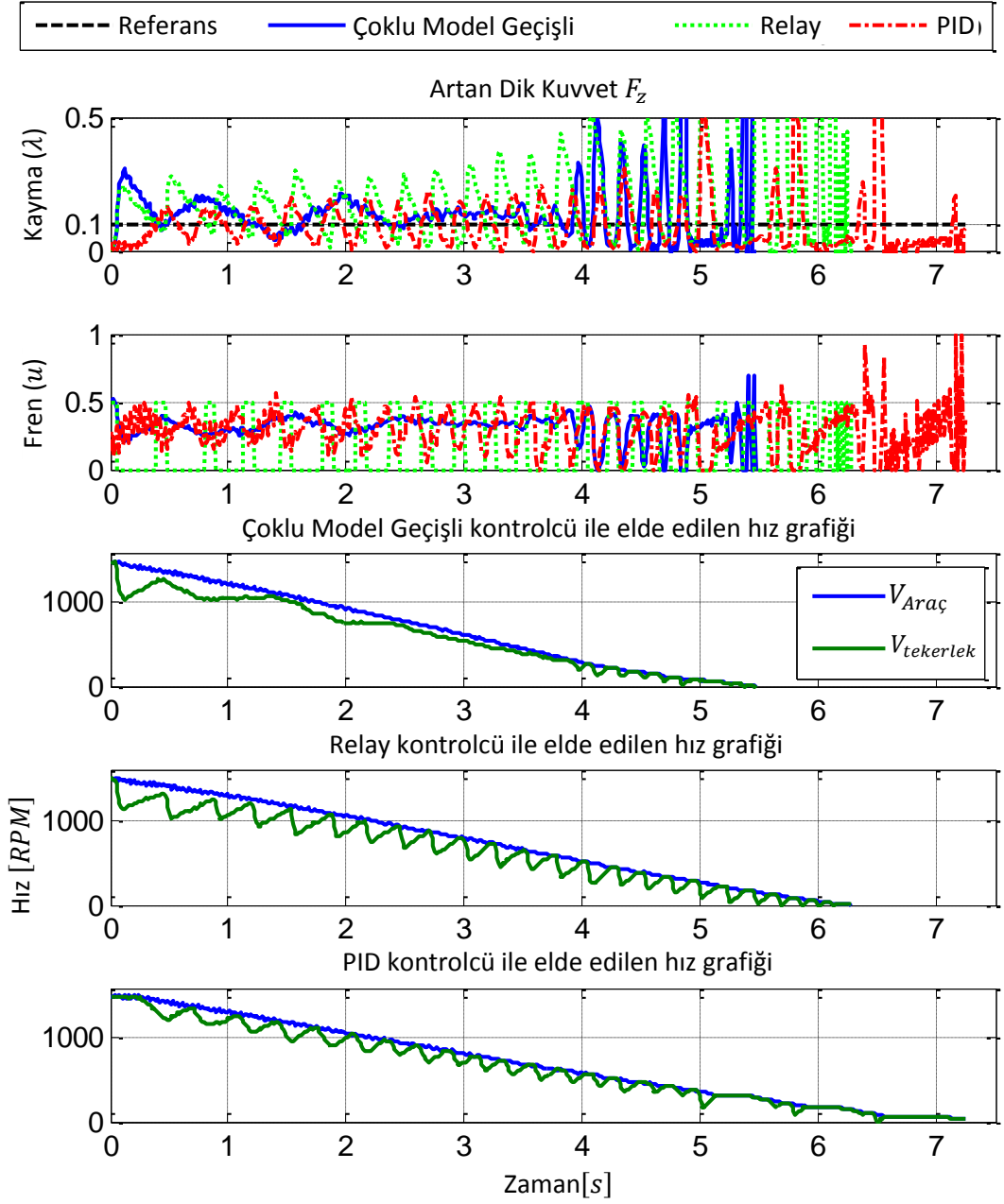
**Şekil 5.13.** Değişken dik kuvvet uygulamak için hazırlanan düzenek (Artan dik kuvvet)



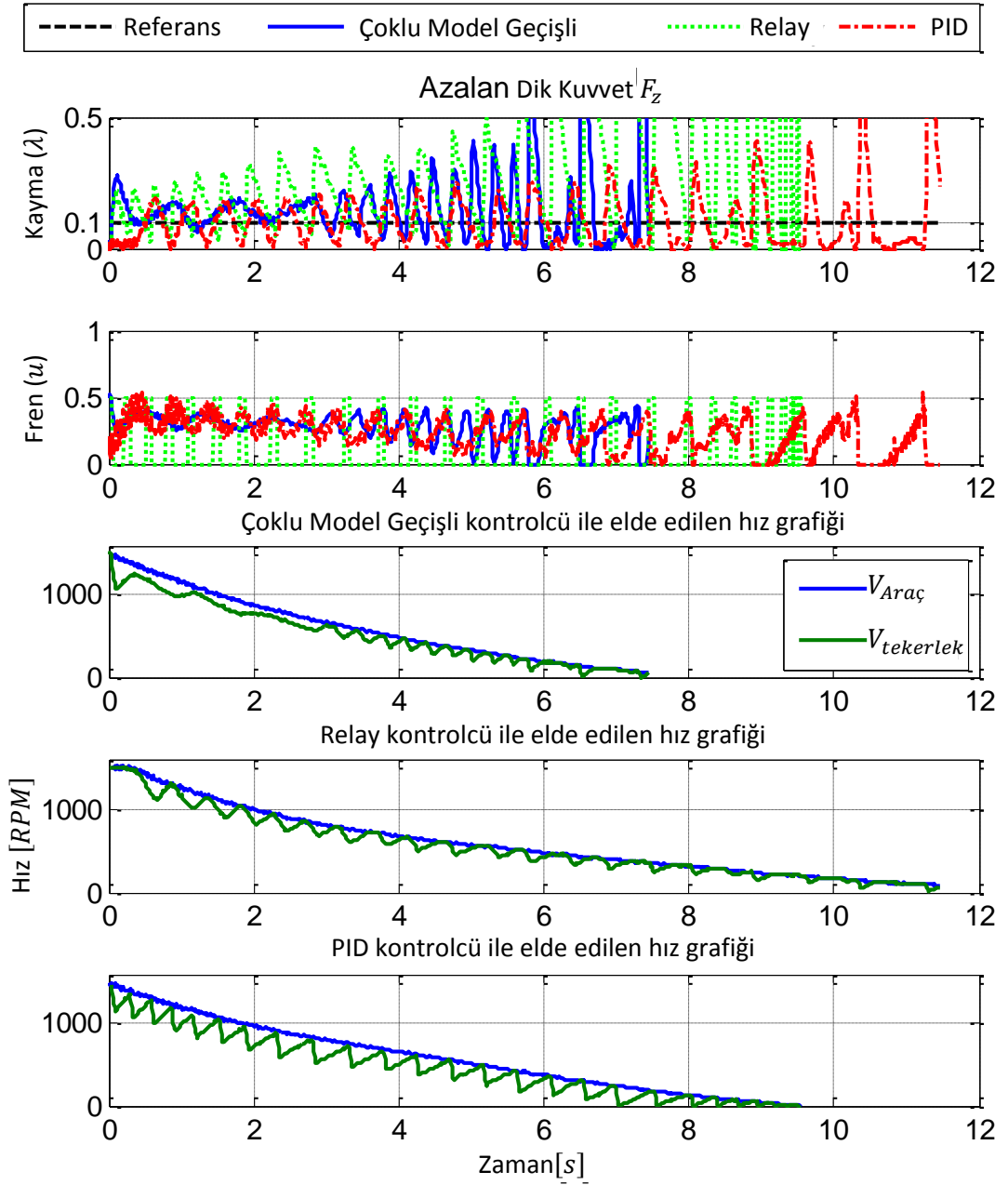
**Şekil 5.14.** Değişken dik kuvvet uygulamak için hazırlanan düzenek (Azalan dik kuvvet)

Bu düzenek iki tane makara ve makaralar boyunca hareket edebilen bir kablodan oluşmaktadır. Kablonun bir ucu deney cihazının normal kuvveti uygulayan koluna bağlıdır. Diğer ucuna değişken kuvveti uygulamak için kullanılan bir su bidonu

bağlıdır. Bu düzeneği kullanarak sürekli artan veya azalan sürtünme kuvveti ve bunun sonucu olarak değişen sürtünme katsayısı uygulanabilmektedir. Şekil 5.14-5.15'te verilen sonuçlarda görüldüğü gibi çoklu model geçişli kontrolcü kararlıdır ve kayma değerini kabul edilir şekilde takip etmektedir. Bu yöntem sadece çoklu model geçişli kontrolcüyü test etmek için uygulanmıştır.



**Şekil 5.15.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen artan dik kuvvet test sonuçları, ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ )



**Şekil 5.16.** Deney düzeneği ile gerçekleştirilen azalan dik kuvvet test sonuçları, ( $\lambda^* = 0.1, V_{max} = 1500RPM$ )

Son olarak, deneyler esnasında elde edilen fren mesafeleri Tablo 5.3'te verilmiştir. Sonuçlardan anlaşılacağı üzere çoklu model geçişli kontrolcü diğer kontrolcülerle kıyasla çok daha iyi performansa sahiptir.

**Tablo 5.3.** Farklı deney senaryoları ve farklı kontrolcüler ile edilen Fren Mesafesi sonuçları

Deney Metodu		Fren mesafesi [m]		
		Çoklu Model Geçişli Kontrolcü	Relay	PID
Deney cihazında işlem uygulanmadan yapılan testler	$\lambda_{ref} = 0.1$	21.82	21.56	25.74
	$\lambda_{ref} = 0.2$	20.37	20.24	21.9
	$\lambda_{ref} = 0.3$	19.92	20.72	20.75
Üst tekerleğin çevresi tırtıklı bant ile kaplanmış	$\lambda_{ref} = 0.1$	11.23	15.04	17.25
	$\lambda_{ref} = 0.2$	10.21	12.82	11.24
	$\lambda_{ref} = 0.3$	10.32	11.72	10.8
Azalan Normal Kuvvet	$\lambda_{ref} = 0.1$	47.66	59.54	70.06
Artan Normal Kuvvet	$\lambda_{ref} = 0.1$	40.56	49.3	53.8

## 5.6. Sonuç

Bölüm 3'te tasarım teorisi sunulan lead lag tipi çoklu model geçişli ABS kontrolcülerini Inteco deney düzeneğinde test edilmiştir. Deneysel ortamda, farklı test koşulları uygulanmış ve geliştirilen çoklu model geçişli lead lag kontrolcülerinin PID ve relay tipi kontrolcülere göre çok daha etkin oldukları ortaya konmuştur.



## 6. Sonuçlar ve neriler

### 6.1. Sonuçlar

Bu alışmada ABS problemi kontrolüne yönelik kontrolcü tasarımları yapılmıştır. İlk olarak doğrusal olmayan lastik davranışı üzerine çalışmalar yapılmıştır ve farklı lastik modelleri değerlendirilmiştir. Bu modeller arasından Pacejka ve Burckhardt lastik modelleri seçilmiştir. Daha sonra yapılan çalışmalar sonucu Burckhardt lastik modelinin belirlenmiş kesin parametrelerinin olması kontrolcü tasarımı için sağlam bir dayanak olmuştur. Bu lastik modelleri oldukça nonlinear bir yapıya sahipler ve bu yüzden kontrolcü tasarımı esnasında sistemin doğrusal modeline ihtiyaç duyulmaktadır.

İlk adımda Pacejka lastik modeli tabanlı PI kontrolcüler tasarlanmıştır. Bu kontrolcüler fren mesafesi ve referans kayma oranı tabanlı maliyet fonksiyonlarına göre tasarlanmıştır. Tasarlanan bu kontrolcülerin kararlılık garantileri bulunmamaktadır, ancak yapılan farklı benzetimler esnasında kararlılıklarını korudukları gözlenmiştir.

Sonraki adımda geçiş kararlılığını sağlayabilen çoklu model geçişli kontrolcü yapısı seçilmiştir. Burada ilk adımda Pacejka lastik modeli tabanlı kontrolcüler hazırlanmıştır ve bir önceki bölümde tasarlanan PI kontrolcüler ile benzetimler esnasında sınanmıştır. Geçiş kararlılığı kriterlerini sağlayan kontrolcülerin daha yüksek etkinlikte oldukları gözlenmiştir. İkinci adımda, bir sonraki kısımda tasarlanacak çoklu model geçişli gözlemcinin yapısında kullanılacak kontrolcüler tasarlanmıştır. Bu kontrolcüler Burckhardt lastik modeli tabanlı tasarlanmıştır. Daha sonra Burckhardt lastik modeli tabanlı çoklu model geçişli yeni bir gözlemci yapısı önerilmiştir.

Bu kısımda benzetimler esnasında Pacejka lastik modeli gerçek araç-yol davranışını modellemek için kullanılmıştır. Öte yandan Pacejka lastik modelinden iki parametre (tekerlek açısal hızı  $\omega$  ve yavaşlama ivmesi  $a$  gerçek araç sensörlerinden ölçülebileceği gibi) gözlemci yapısında da girdi olarak kullanılmaktadır. Bu değerlere gerçek bir çalışmada bulunan gürültüyü eklemek için Simulink ortamında bulunan beyaz grlt (White noise) her bir parametreye eklenmiştir. Bu gürültünün ortalaması 0 ve varyans değeri 0.2 olarak seçilmiştir. Bu iki parametreye göre gözlemci yapısında her bir yol tutunma katsayısına göre

gömülü bir dizi Burckhardt lastik modeli, ABS benzetimleri esnasında araç durum ve parametrelerini tahmin etmektedir. Burada çıkan durum ve parametre değerlerine göre bölüm 4'te verilen maliyet fonksiyonuna göre en iyi yol tutunma katsayısı tahmin edilir ve bu değere göre en iyi çoklu model geçişli kontrolcü yapısı seçilir. Bu kontrolcüden çıkan kontrol sinyali tekrar Pacejka lastik modeline gider ve tahmin edilen yol tutunma katsayısına göre en iyi fren torku uygulanır. Tahmin edilen bu değerler daha sonra Pacejka lastik modeline verilen yol durumu ile kıyaslanmıştır.

Son olarak, belirtilmelidir ki önerilen yöntemlerin brake by wire (elektromekanik frenlere) uygulaması kapsamında yol deneyleri ile test edilmesinin önünde bazı engeller vardır. Bu teknolojiye sahip bir aracın merkezi bilgisayarında müdahalede bulunmak ve yeni algoritmaları yüklemek ciddi bir yan/ana sanayi desteğine ihtiyaç duymaktadır. Ayrıca yol testleri esnasında tekrarlanan deneyler arasında hep farklılıklar görülmektedir, dolayısıyla kontrollü bir deney ortamı sağlayan ve laboratuvar koşullarında kullanılabilen bir yöntem seçilmiştir. Laboratuvar deneyleri için kullanılması planlanan deney düzeneği Inteco firmasının eğitim kiti olarak üretilip pazarladığı Inteco ABS test platformudur. Bu platform üzerindeki eyleyiciler ve algılayıcılar Matlab ortamıyla etkileşim halindedir. Matlab Simulink ortamındaki Real Time Workshop ile eyleyiciler kontrol edilebilmekte ve veri transfer işlemleri gerçekleştirilmektedir. Bu deney düzeneği için yukarıda bahsi geçen kontrolcü yapıları tekrar tasarlanmıştır. Bu tasarım için Inteco deney cihazının modeli türetilmiştir. Daha sonra bu model üzerinde doğrusallaştırma işlemi yapılmıştır. Elde edilen bu model için önce PI kontrolcüsü ve daha sonra çoklu model geçişli kontrolcü yapısı tasarlanmıştır. Ayrıca üretici firma tarafından önerilen relay tipi kontrolcü de uygulanmıştır. Bu kontrolcüler için benzetimler yapılmış ve elde edilen sonuçlar sınanmıştır. Sonuç olarak çoklu model geçişli lead lag kontrolcülerin PID ve relay tipi kontrolcülere göre çok daha etkin oldukları ortaya konmuştur.

Daha sonra tasarlanan kontrolcülerin geçiş karalığını sınamak için farklı yöntemler kullanarak, özellikle sürekli yol tutunma geçiş deneyleri yapmak için deney cihazına bir düzünük eklenmiştir. Bu düzünük sayesinde buzdan kuru asfalta ve tersi yol tutunma katsayılarına geçiş testleri yapılmıştır. Burada elde edilen sonuçlara göre çoklu model geçişli kontrolcü yapısı çok daha iyi sonuçlar vermiştir.

## 6.2. Öneriler

Bu çalışmanın geliştirilebilmesi ve benzer konularda yürütülecek olan çalışmalarda yardımcı olması amacıyla bazı öneriler burada verilmiştir.

Elektromekanik fren sisteminin bant genişliği hidrolik sisteme göre çok daha yüksek olduğundan hidrolik sistemin basıncı arttır-azalt stratejisi yerine sürekli bir basınç kontrolü yapmak mümkün olabilir. Bu teknoloji farklı yol tutunma katsayısına sahip zeminlerde farklı fren basınçlarının uygulanmasını mümkün kılabilir ki bu da sürücünün araç üzerindeki hâkimiyetini korumak için önemli bir husustur. Buna göre elektromekanik yapıya sahip ABS fren algoritma çalışmalarına ağırlık verilmelidir.

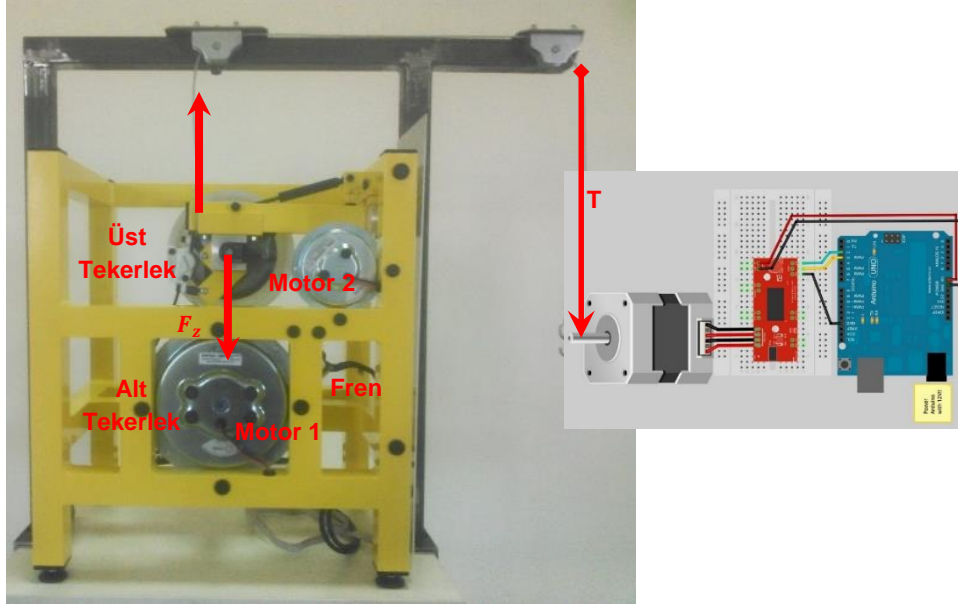
Literatürde birçok benzetim ve kontrolcü tasarım çalışmalarında eyleyici dinamiği hesaba katılmamıştır, öte yandan Zaman gecikmesi ve eyleyici dinamiği içermeyen bir sisteme uygulanan P kontrolcü yapısı bile çok iyi sonuçlar elde edilmektedir. Buna göre yapıla çalışmalarda bu parametreler tasarlanan kontrolcü yapılarında uygulanması tavsiye edilmektedir.

Bu tez kapsamında önerilen çoklu model geçişli gözlemci yapısı karmaşık olmamasına rağmen çok iyi sonuçlar verebilmektedir. Gözlemci yapısı kullanılan çalışmalarda bu yapıyı kullanmayı tavsiye ederim.

Tasarlanan çoklu model geçişli kontrolcü ve gözlemci yapısı, frenleme esnasında yol tutunma katsayısına göre en uygun fren basıncı uygulama prensipine göre çalışmaktadır. Bu yöntem yol tipine göre en uygun fren torkunun seçilmesine ve ani frenleme esnasında aracın kararlılığını kurumak ilkesine dayanmaktadır. Bu yöntem sabit kazançlara sahip kontrolcüler yerine tercih edilebilir.

Inteco tarafından üretilen deney cihazı sadece bir sürtünme katsayısında deney yapmayı sağlayabilir. Ancak bu tez kapsamında eklenen düzener, farklı sürtünme katsayıları arasında geçiş yapma özelliğini bu sisteme katmaktadır. Inteco deney cihazı üzerinde yapılacak çalışmalarda, kontrolcü dayanaklığını farklı yol şartlarında yapılan geçişlerle sınanmak için burada bahsi geçen ek sistemi uygulamak önerilmektedir.

Bu tez kapsamında su bıdonu kullanarak yapılan değişken sürtünme katsayısı testleri, stepper motor ve loadcell kullanarak da uygulanabilir. Böylece daha hasas deneyler yapabiliriz ve değişken dik kuvvet grafiğine göre elde edilen diğer sonuçları detaylı bir şekilde incelemek mümkün olabilir (Şekil 6.1).



**Şekil 6.1.** Değişken dik kuvvet uygulamak için hazırlanan düzenek

## KAYNAKLAR

- [1] Savaresi; S.M.; Tanelli, M., *Active Braking Control Systems Design for Vehicles*, Springer-Verlag, Londra, **2010**.
- [2] Pacejka, H.B. *Tire and Vehicle Dynamics*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 192, **2002**.
- [3] Burckhardt, M., *Fahrwerktechnik: Radschlupfregelsysteme*, Vogel-Verlag, Almany, **1993**.
- [4] Kiencke, U., Daiss, A., Estimation of Tyre Friction for Enhanced ABS Systems, *Proceedings of the AVEC'94*, **1994**.
- [5] Dugoff, H., Francher, P.S., Segel, L., An Analysis of Tire Traction Properties and their Influence on Vehicle Dynamics Performance, *Proceeding of the FISITA International Automobile Safety Conference (SAE)*, New York, **1970**.
- [6] Jiang, F., Gao, Z., An application of nonlinear PID control to a class of truck ABS problems, *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, Vol. 1, 516–521, **2001**.
- [7] Yazıcıoğlu, Y., Ünlüsoy, Y.S., A fuzzy logic controlled anti-lock braking system (ABS) for improved braking performance and directional stability, *International Journal of Vehicle Design-Special Issue: Advanced Traction/Braking Vehicle Control*, 48(3-4), 299-315, **2008**.
- [8] Öniz, Y., Kayacan, E., Kaynak, O., A Dynamic Method to Forecast the Wheel Slip for Antilock Braking System and Its Experimental Evaluation, *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics—PART B: Cybernetics*, 39-2, 551-560, **2009**.
- [9] Kayacan, E., Öniz, Y., Kaynak, O., A Grey System Modeling Approach for Sliding-Mode Control of Antilock Braking System, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56- 8, 3244-3252, **2009**.
- [10] Petersen, I., Wheel Slip Control in ABS Brakes using Gain Scheduled Optimal Control with Constraints, (Doktora tezi), Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norveç, **2003**.

- [11] Yi, J., Alvarez, L., Horowitz, R., Canudas de Wit, C., Adaptive Emergency Braking Control in Automated Highway System Using Dynamic Tire/Road Friction Model., *Proceedings of 39th IEEE Conference of Decision and Control*, Sydney, Australia, 456–461, **2000**.
- [12] Solyom, S., Synthesis of a Model-based Tire Slip Controller, (Y.L tezi), Department of Automatic Control Lund, Institute of Technology, Lund, İsveç, **2002**.
- [13] Corno, M., Savaresi, S. M., Balas, G., linear-parameter-varying (LPV) slip-controller design for two-wheeled vehicles, *International Journal of Robust Nonlinear Control*; 19, 1313–1336, **2009**.
- [14] Breuler, B., Eichhorn, U., Roth, J., Measurement of Tire/Road Friction ahead of the car and inside the tire, *Proceedings Internationak Symposium AVEC*, 347-353, **1992**.
- [15] Tanelli, M., Astolfi, A., Savaresi, S.M., Robust nonlinear output feedback control for brake-by-wire control systems, *Automatica*, Vol.44, No. 4, 1078–1087, **2008**.
- [16] Sui, D., Johansen, T., Moving Horizon Estimation for Tire-Road Friction During Braking, *IEEE International Conference on Control Applications Part of 2010 IEEE Multi-Conference on Systems and Control*, Yokohama, Japan, September 8-10, **2010**.
- [17] Lee, C.Y., Adaptive Control of a Class of Nonlinear Systems Using Multiple Parameter Models, *International Journal of Control, Automation and Systems*, vol. 4, no. 4, 428-437, **2006**.
- [18] Wang, R.G., Liu, Z.D, Qi, Z.Q, Ma, Y.F., Cui, H.F., Multiple Model Adaptive Control of Antilock Brake System via Backstepping Approach, *Proceedings of the Fourth International Conference on Machine Learning and Cybernetics*, Guangzhou, **2005**.
- [19] Başlamışlı, S.Ç., Köse, I.E., Anlas, G., Robust Control of Anti-Lock Braking System, *Vehicle System Dynamics*, 45-.3, 217-232, **2007**.
- [20] Wulff, K., Quadratic and Non-Quadratic Stability Criteria for Switched Linear Systems, (PHD Thesis), Hamilton Institute, National University of Ireland-Maynooth, Co. Kildare, Ireland, **2004**.

- [21] Shorten, R.N., Narendra, K.S., Necessary and sufficient conditions for the existence of a common quadratic Lyapunov function for M-stable linear second order systems. *In Proceedings of American Control Conference*, Chicago, **2000**.
- [22] Wilson J., Rugh., *Linear System Theory*, Prentice Hall, **1996**.
- [23] Kalman, R.E., Lyapunov functions for the problem of Lur'e in automatic control. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, 49(2):201\_205, **1963**.
- [24] Vidysagar, M., *Nonlinear systems analysis*, Prentice Hall, **1993**.
- [25] Shorten, R. N., Cairbre, F., A new methodology for the stability analysis of pairwise triangular and related switching systems, *Institute of Mathematics and its Applications: Journal of Applied Mathematics*, Vol. 67, 441–457, **2002**.
- [26] Dayawansa, W.P., Martin, C.F., A converse Lyapunov theorem for a class of dynamical systems which undergo switching. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 44(4):751\_760, **1999**.
- [27] Mason., O., *Switched Systems, Convex Cones, and Common Lyapunov Functions*, PhD thesis, National University of Ireland, Maynooth, **2004**.
- [28] Rajamani, R., Phanomchoeng, G., Piyabongkarn, D., Lew, J.Y., Algorithms for Real-Time Estimation of individual wheel Tire-Road Friction Coefficients, *IEEE/ASME*, Vol. 17, No.6, 1183-1195, **2012**.
- [29] Solmaz. S., Baslamisli. S.C., Simultaneous estimation of road friction and sideslip angle based on switched multiple non-linear observers, *IET Control Theory and Applications*, 1-13, **2012**.
- [30] Narendra, K.S., Balakrishnan, J., Improving transient response of adaptive control systems using multiple models and switching, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol.39, No.9, 861–1866, **1994**.
- [31] Inteco., *The laboratory Anti-lock Braking System controlled from PC*, User's Manual available at [www.inteco.com.pl](http://www.inteco.com.pl).
- [32] Gustaffson, F., Slip based tire road friction estimation, *Automatica*, Vol. 33, No. 6, 1087-1099, **1997**.

- [33] Hwang, W., Song, B. S. , Road condition monitoring system using tire road friction estimation, in *Proceeding AVEC, Ann Arbor, MI*,. 437-442, **2000**.
- [34] Muller, S., Uchanski, M., Hedrick, J. K., Estimation of the maximum tire road friction coefficient, *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement Control*, Vol. 125, 607-617, **2003**.
- [35] Petersen, I., Johansen, T.A., Kalkkuhl, J., and Ludemann, J., Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled constrained LQR, Norwegian University of Science and Technology, Technical Report, **2001**.
- [36] Shorten, R.N., and Cairbre, F., A proof of the global attractivity for a class of switching systems using a non-quadratic Lyapunov approach, *Institute of Mathematics and its Applications: Journal of Mathematical Control and Information*, Vol. 8, 341–353, **2001**.
- [37] Sun, F., Loolenko, K., Rudolph, J., Nonlinear Observer Design for State Estimation during Anti-lock Braking, Mechatronics Linz, Austria, <http://mechatronics2012.epapers.org>, September 17-19, **2012**.
- [38] Vahidi, A., Stefanopoulou, A., Peng. H., Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade: Theory and experiments, *Vehicle System Dynamics*, 43(1): 31–55, **2005**.
- [39] Yi, K., Hedrick, J. K., Lee, S.C., Estimation of tire road friction using observer based identifiers, *Vehicle System Dynamic*, Vol. 31, 233-261, **1999**.
- [40] Johansen, T.A., Petersen, I., Kalkkuhl, J., Ludemann, J., Gain-scheduled wheel slip control in automotive brake systems. *IEEE Transactions on Control System Technology*; 11:799–811, **2003**.
- [41] Park, K., Heo, S.J., A study on the brake-by-wire system using hardware-in-the-loop simulation. *International Journal of Vehicle Design*; 36(1): 38–49, **2004**.
- [42] Öñiz, Y., Kayacan, E., Kaynak, O., Simulated and experimental study of antilock braking system using grey sliding mode control. *ISIC. IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, 90–95, **2007**.
- [43] Zanten, A., Erhardt, R., Lutz, A., Measurement and Simulation of transients in Longitudinal and Lateral Tire Forces. SAE Paper 99(6): 300–318, **1990**.



- [44] Wang, W.Y., Li, I.H., Chen, M.C., Dynamic slip-ratio estimation and control of antilock braking systems using an observer-based direct adaptive fuzzy neural controller, *IEEE Transactions Industrial Electronics*, 56(5): 1746–1756, **2009**.
- [45] Rădac MB, Precup RE, Preitl S. Tire slip fuzzy control of a laboratory anti-lock braking system, *Proceedings European Control Conference*, Budapest, Hungary, 940–945, **2009**.
- [46] Li, F.Z., Hu, R.F., Yao, H.X., The performance of automobile antilock brake system based on fuzzy robust control, *Proceedings International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*, Vol. 3. Changsha, China, 870–873, **2010**.
- [47] Aggarwal, J.K., Vidyasagar, M., Nonlinear Systems stability analysis, *Dowden, Hutchinson & Ross, Inc. Stroudsburg*, Pennsylvania, **1977**.
- [48] Mirzaei, A., Moallem, M., Mirzaeian, B., Fahimi, B., Design of an Optimal Fuzzy Controller for Antilock Braking Systems, *IEEE Transactions on Vehicular technology*, Vol.55, No.6, 1725–1730, **2006**.
- [49] Morselli, R., Zanasi, R., A self-tuning ABS control for electromechanical braking systems, *Mechatronic Systems*, Vol.4 Part1, Heidelberg, **2006**.
- [50] Drakunov, S., Ozguner, U., Dix, P., Ashrafi, B., ABS control using optimum search via sliding modes, *IEEE Transactions Control System Technology*, 3(1): 79–85, **1995**.
- [51] Thomas, D., Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, **1992**.
- [52] Mitic, D.B., Peric, S.L.J., Antic, D.S., Digital Sliding Mode Control of Anti-Lock Braking System, *Advances in Electrical and Computer Engineering*, Vol.13 No.1, 33-40, **2013**.
- [53] Munoz, D., Sbarbaro, D., An adaptive sliding-mode controller for discrete nonlinear systems, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol.47 No.3, 574–581, **2000**.

- [54] Corradini, M.L., Orlando, G., Discrete variable structure control for nonlinear systems, *Proceedings of 3rd European Control Conference*, Rome, Italy, 1465–1470, **1995**.
- [55] Kayacan, E., Öñiz, Y., Kaynak, O., Topalov, A., Adaptive Control of Antilock Braking System Using Grey Multilayer Feedforward Neural Networks, *IEEE Seventh International Conference on Machine Learning and Applications*, 356-361, **2008**.
- [56] John, S., Pedro, J.O., Neural Network-Based Adaptive Feedback Linearization Control of Antilock Braking System, *International Journal of Artificial Intelligence*, Vol.10 No.S13, 22-40, **2013**.

## Ekler

### EK 1.Inteco ABS deney cihazı

#### Ek 1.1. Inteco ABS test cihazı parametreleri

Adı	Tanım	Birim	Değeri
$x_1$	Üst tekerleğin açısal hızı	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	Algılayıcıdan
$x_2$	Alt tekerleğin açısal hızı	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	Algılayıcıdan
$M_1$	Fren torku	$[Nm]$	
$r_1$	Üst tekerleğin yarıçapı	$[m]$	0.0995
$r_2$	Alt tekerleğin yarıçapı	$[m]$	0.099
$J_1$	Üst tekerleğin eylemsizlik momenti	$[kgm^2]$	$7.53 \times 10^{-3}$
$J_2$	Alt tekerleğin eylemsizlik momenti	$[kgm^2]$	$25.60 \times 10^{-3}$
$d_1$	Üst tekerleğin viskoz sürtünme katsayısı	$\left[\frac{kgm^2}{s}\right]$	EK 1.4
$d_2$	Alt tekerleğin viskoz sürtünme katsayısı	$\left[\frac{kgm^2}{s}\right]$	EK 1.4
$F_n$	Üst tekerlek tarafından oluşturulan ve alt tekerleğe basarak toplam kuvvet	$[N]$	
$\mu(\lambda)$	Tekerlekler arasında sürtünme katsayısı		
$\lambda$	Kayma		
$F_n$	Normal kuvvet – üst tekerlekten alt tekerleğe uygulanan kuvvet	$[N]$	
$M_{10}$	Üst tekerleğin Statik Sürtünme	$[Nm]$	EK 1.4

$M_{20}$	Alt tekerleğin Statik Sürtünme	[Nm]	EK 1.4
$M_g$	Denge koluna uygulanan yerçekimi ve amortisör torku	[Nm]	$F_n L \sin \phi$
$L$	Tekerleklerin temas noktası ve denge kolunun dönme eksenini arasındaki mesafe	[m]	0.37
$\phi$	Normal ve L arasındaki temas noktasındaki açı	°	65.61°
$u$	Fren kontrolü değişkeni		

### Ek 1.2. Sistem sadeleştirme katsayıları

$s = \text{sgn}(r_2 x_2 - r_1 x_1)$	$s_1 = \text{sgn}(x_1)$	$s_2 = \text{sgn}(x_2)$
$c_{11} = \frac{r_1 d_1}{J_1}$	$c_{12} = \frac{(s_1 M_{10} + M_g) r_1}{J_1}$	$c_{13} = -\frac{d_1}{J_1}$
$c_{14} = -\frac{s_1 M_{10}}{J_1}$	$c_{15} = \frac{r_1}{J_1}$	$c_{16} = -\frac{1}{J_1}$
$c_{21} = -\frac{r_2 d_1}{J_2}$	$c_{22} = -\frac{(s_1 M_{10} + M_g) r_2}{J_2}$	$c_{23} = -\frac{d_2}{J_2}$
$c_{24} = -\frac{s_2 M_{20}}{J_2}$	$c_{25} = -\frac{r_2}{J_2}$	

### Ek 1.3. Sistem sadeleştirme katsayılarının değerleri

$s = +1$	$s_1 = +1$	$s_2 = +1$
$c_{11} = 15.86 \times 10^{-4}$	$c_{21} = -46.401 \times 10^{-5}$	$w_1 = -42.4 \times 10^{-3}$
$c_{12} = 259.33$	$c_{22} = -75.869$	$w_2 = 29.375 \times 10^{-11}$
$c_{13} = -15.94 \times 10^{-3}$	$c_{23} = -87.88 \times 10^{-4}$	$w_3 = 35.08 \times 10^{-3}$
$c_{14} = -0.3985$	$c_{24} = -3.632$	$w_4 = 40.663 \times 10^{-2}$

$c_{15} = 13.217$	$c_{25} = -3.867$	$a = 25.724 \times 10^{-5}$
$c_{16} = -132.836$	$c_{31} = 20.37$	$p = 2.0994$

**Ek 1.4. Sürtünme Parametrelerinin nominal değerleri**

	Üst Tekerlek		Alt Tekerlek	
	$d_1[kgm^2/s]$	$M_{10}[Nm]$	$d_2[kgm^2/s]$	$M_{20}[Nm]$
1	1.3436e-004	0.0022	2.1528e-004	0.0920
2	1.1978e-004	0.0025	2.1354e-004	0.0935
3	1.0209e-004	0.0050	2.1521e-004	0.0920
Ortalama	1.1874e-004	0.0032	2.1468e-004	0.0925

**Ek 2. Burckhardt Lastik Modeli Tabanlı ABS Kontrolü için Çoklu Geçişli Kontrolcü Tasarımı Teorisi ve Lead Lag kontrolcü tasarımı kodları**

**EK 2.1. Çoklu Model Geçişli Burkhardt tabanlı Lead Lag Kontrolcü Optimizasyon ve Pre-kompansatör Tasarım Kodu**

```
clear all
close all
clc

%% initial conditions %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
x0=[1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1];
%% Solve Optimization %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
options = optimset('Display','iter','TolCon',1e-8,'TolX',1e-7,'MaxFunEvals',1e6,'MaxIter',1e5);

lb=[1 -1000 1 -1000 1 1 -1000 1 -1000 1 1 -1000 1 -1000 1 1 -1000 1 -1000
1 1 -1000 1 -1000 1 1 -1000 1 -1000 1 1 1 1 1 1];
ub=[+1000 -1 +1000 -1 +1000 +1000 -1 +1000 -1 +1000 +1000 -1 +1000 -1
+1000 +1000 -1 +1000 -1 +1000 +1000 -1 +1000 -1 +1000 +1000 -1 +1000 -1
+1000 +1000 +1000 +1000 +1000 +1000];
[x,fval] = fmincon(@switchedd,x0,[],[],[],[],[],lb,ub,@mycon,options);

%% precomp design %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%---known variables-----
m=407; J=1.1; r_w=0.3; e1=0.01/2; %time delay
gamma=0; F_z0=4; F_z=4; mu0=1; beta=0; r=0; alpha=0;

%---symbolic parameters-----
syms V kappa Tb_star
```

```

V_cx=V; V_cy=0;
kapa=[0.17 0.131 0.061];
B=[0 1 0]'; C=[0 0 1]; D=0;
%% Burkhardt
for i=1:3
    if i==1
roadCoeffs = [1.28 23.99 0.52];
Burkhardt = (roadCoeffs(1)*(1 - exp(-roadCoeffs(2)*kappa))-
roadCoeffs(3)*kappa)*4000;
lambda_dot=-(1./V).*((1-kappa)./m)+((r_w.^2)./J).*Burkhardt;
        elseif i==2
roadCoeffs = [0.86 33.82 0.35];
Burkhardt = (roadCoeffs(1)*(1 - exp(-roadCoeffs(2)*kappa))-
roadCoeffs(3)*kappa)*4000;
lambda_dot=-(1./V).*((1-kappa)./m)+((r_w.^2)./J).*Burkhardt;
        else
roadCoeffs = [0.19 94.13 0.06];
Burkhardt = (roadCoeffs(1)*(1 - exp(-roadCoeffs(2)*kappa))-
roadCoeffs(3)*kappa)*4000 ;
lambda_dot=-(1./V).*((1-kappa)./m)+((r_w.^2)./J).*Burkhardt;
        end

diff_lambda=diff(lambda_dot,kappa);

kappa=kapa(i);
A=subs([0 1 0;-70/e1 -(1+70*e1)/e1 0;70*r_w/(J*V*e1) -70*r_w/(J*V)
diff_lambda]);

%V=20;
syms pp1 pp2 zz1 zz2 kk1 pp3 pp4 zz3 zz4 kk2 s
K1=[pp1 pp2;-1 0];
L1=[1;0];
M1=kk1*[-zz1+pp1 -zz2+pp2];
N1=kk1;

AS1=[K1 -L1*C;B*M1 A-B*N1*C];
BS1=[L1;B*N1];
CS1=[M1 -N1*C;zeros(1,2) C];
DS1=[N1;0];
precomp1(i)=1./(CS1(2,:)*((s*eye(5)-AS1)^(-1))*BS1);

%V=10;
K2=[pp3 pp4;-1 0];
L2=[1;0];
M2=kk2*[-zz3+pp3 -zz4+pp4];
N2=kk2;

AS2=[K2 -L2*C;B*M2 A-B*N2*C];
BS2=[L2;B*N2];
CS2=[M2 -N2*C;zeros(1,2) C];
DS2=[N2;0];
precomp2(i)=1./(CS2(2,:)*((s*eye(5)-AS2)^(-1))*BS2);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Results apply to system %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
k1=x(1)*1e5; z1=x(2)*1e2; z2=x(3)*1e2; p1=x(4)*1e3; p2=x(5)*1e3;
k2=x(6)*1e5; z3=x(7)*1e2; z4=x(8)*1e2; p3=x(9)*1e3; p4=x(10)*1e3;

```

```

k3=x(11)*1e5; z5=x(12)*1e2; z6=x(13)*1e2; p5=x(14)*1e3; p6=x(15)*1e3;
k4=x(16)*1e5; z7=x(17)*1e2; z8=x(18)*1e2; p7=x(19)*1e3; p8=x(20)*1e3;
%k5=x(21)*1e5; z9=x(22)*1e2; z10=x(23)*1e2; p9=x(24)*1e3;
p10=x(25)*1e3;
%k6=x(26)*1e5; z11=x(27)*1e2; z12=x(28)*1e2; p11=x(29)*1e3;
p12=x(30)*1e3;
k7=x(21)*1e5; z13=x(22)*1e2; z14=x(23)*1e2; p13=x(24)*1e3;
p14=x(25)*1e3;
k8=x(26)*1e5; z15=x(27)*1e2; z16=x(28)*1e2; p15=x(29)*1e3;
p16=x(30)*1e3;
Q4=x(31)*1e2; Q3=x(32)*1e4; Q2=x(33)*1e6; Q1=x(34)*1e7; Q0=x(35)*1e8;

```

```

%% Controller Design Results %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

pp_1=[p1 p5 p13];% p9 p13];
pp_2=[p2 p6 p14];% p10 p14];
pp_3=[p3 p7 p15];% p11 p15];
pp_4=[p4 p8 p16];% p12 p16];
zz_1=[z1 z5 z13];% z9 z13];
zz_2=[z2 z6 z14];% z10 z14];
zz_3=[z3 z7 z15];% z11 z15];
zz_4=[z4 z8 z16];% z12 z16];
kk_1=[k1 k3 k7];% k5 k7];
kk_2=[k2 k4 k8];% k6 k8];
s=0;
for i=1:3

```

```

    pp1=pp_1(i);
    pp2=pp_2(i);
    pp3=pp_3(i);
    pp4=pp_4(i);
    zz1=pp_1(i);
    zz2=pp_2(i);
    zz3=pp_3(i);
    zz4=pp_4(i);
    kk1=kk_1(i);
    kk2=kk_2(i);

```

```

    if i==1
        pre_comp1(1)=subs(subs(precomp1(1)));
        pre_comp2(1)=subs(subs(precomp2(1)));
    elseif i==2
        pre_comp1(2)=subs(subs(precomp1(2)));
        pre_comp2(2)=subs(subs(precomp2(2)));
    elseif i==3
        pre_comp1(3)=subs(subs(precomp1(3)));
        pre_comp2(3)=subs(subs(precomp2(3)));
    else
        pre_comp1(4)=subs(subs(precomp1(4)));
        pre_comp2(4)=subs(subs(precomp2(4)));
    end
end

```

```

end
% Dry lambda=0.17 V=20 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
K1=[p1 p2;-1 0];
L1=[1;0];
M1=k1*[-z1+p1 -z2+p2];
N1=k1;
[num1,den1]=ss2tf(K1,L1,M1,N1);

```

```

% Dry lambda=0.17 V=10 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

K2=[p3 p4;-1 0];
L2=[1;0];
M2=k2*[-z3+p3 -z4+p4];
N2=k2;
[num2,den2]=ss2tf(K2,L2,M2,N2);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Wet lambda=0.131 V=20 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
K3=[p5 p6;-1 0];
L3=[1;0];
M3=k3*[-z5+p5 -z6+p6];
N3=k3;
[num3,den3]=ss2tf(K3,L3,M3,N3);

% Wet lambda=0.131 V=10 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
K4=[p7 p8;-1 0];
L4=[1;0];
M4=k4*[-z7+p7 -z8+p8];
N4=k4;
[num4,den4]=ss2tf(K4,L4,M4,N4);

% Snow lambda=0.061 V=20 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
K7=[p13 p14;-1 0];
L7=[1;0];
M7=k7*[-z13+p13 -z14+p14];
N7=k7;
[num7,den7]=ss2tf(K7,L7,M7,N7);
% Snow lambda=0.061 V=10 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
K8=[p15 p16;-1 0];
L8=[1;0];
M8=k8*[-z15+p15 -z16+p16];
N8=k8;
[num8,den8]=ss2tf(K8,L8,M8,N8);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% known variables
g=9.81;
alpha=0; gamma=0; %pure slip
Jw=1.1;          %inertia
Rw=0.3;          %tire radius
m=407;           %quarter car weight
Fz=m*g;          %quarter car force

```

## EK 2.2. Çoklu Model Geçişli sistemin çözüm sürecinde uygulanan kısıtlamalar ve değişkenlerin sınırlamaları, ve ana kodda kullanılan maliyet fonksiyonu kısıtlamaları

```

function [c,ceq] = mycon(x)

%% Variables
k1=x(1)*1e5; z1=x(2)*1e2; z2=x(3)*1e2; p1=x(4)*1e3; p2=x(5)*1e3;
k2=x(6)*1e5; z3=x(7)*1e2; z4=x(8)*1e2; p3=x(9)*1e3; p4=x(10)*1e3;
k3=x(11)*1e5; z5=x(12)*1e2; z6=x(13)*1e2; p5=x(14)*1e3; p6=x(15)*1e3;
k4=x(16)*1e5; z7=x(17)*1e2; z8=x(18)*1e2; p7=x(19)*1e3; p8=x(20)*1e3;
%k5=x(21)*1e5; z9=x(22)*1e2; z10=x(23)*1e2; p9=x(24)*1e3;
p10=x(25)*1e3;
%k6=x(26)*1e5; z11=x(27)*1e2; z12=x(28)*1e2; p11=x(29)*1e3;
p12=x(30)*1e3;

```



```

k7=x(21)*1e5; z13=x(22)*1e2; z14=x(23)*1e2; p13=x(24)*1e3;
p14=x(25)*1e3;
k8=x(26)*1e5; z15=x(27)*1e2; z16=x(28)*1e2; p15=x(29)*1e3;
p16=x(30)*1e3;
Q4=x(31)*1e2; Q3=x(32)*1e4; Q2=x(33)*1e6; Q1=x(34)*1e7; Q0=x(35)*1e8;

```

```

%% Equations
% Dry Asphalt kappa=0.17; V=20;

```

```

a_5=1;
a_4=5062102178995833/17480516894720 - p1;
a_3=p2 - (5062102178995833*p1)/17480516894720 - (21*k1)/22 +
526820536296667/27313307648;
a_2=(2100*k1)/11 - (526820536296667*p1)/27313307648 +
(5062102178995833*p2)/17480516894720 + (21*k1*z1)/22 +
2340369455029327/8535408640;
a_1=(526820536296667*p2)/27313307648 - (2340369455029327*p1)/8535408640 -
(2100*k1*z1)/11 - (21*k1*z2)/22;
a_o=(2340369455029327*p2)/8535408640 + (2100*k1*z2)/11;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Dry Asphalt kappa=0.17; V=10;

```

```

b_5=1;
b_4=2702232398208633/8740258447360 - p3;
b_3=p4 - (2702232398208633*p3)/8740258447360 - (21*k2)/11 +
6712547655213341/273133076480;
b_2=(4200*k2)/11 - (6712547655213341*p3)/273133076480 +
(2702232398208633*p4)/8740258447360 + (21*k2*z3)/11 +
2340369455029327/4267704320 ;
b_1=(6712547655213341*p4)/273133076480 - (2340369455029327*p3)/4267704320
- (4200*k2*z3)/11 - (21*k2*z4)/11;
b_o=(2340369455029327*p4)/4267704320 + (4200*k2*z4)/11;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Wet Asphalt kappa=0.131; V=20;

```

```

c_5=1;
c_4=8571263556136779/30236569763840 - p5;
c_3=p6 - (8571263556136779*p5)/30236569763840 - (21*k3)/22 +
4166462508334019/236223201280;
c_2=(2100*k3)/11 - (4166462508334019*p5)/236223201280 +
(8571263556136779*p6)/30236569763840 + (21*k3*z5)/22 +
5569781326757529/29527900160;
c_1=(4166462508334019*p6)/236223201280 -
(5569781326757529*p5)/29527900160 - (2100*k3*z5)/11 - (21*k3*z6)/22;
c_o=(5569781326757529*p6)/29527900160 + (2100*k3*z6)/11;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Wet Asphalt kappa=0.131; V=10;

```

```

d_5=1;
d_4=8978653276036759/30236569763840 - p7;
d_3=p8 - (8978653276036759*p7)/30236569763840 - (21*k4)/11 +
2512900099374019/118111600640;
d_2=(4200*k4)/11 - (2512900099374019*p7)/118111600640 +
(8978653276036759*p8)/30236569763840 + (21*k4*z7)/11 +
5569781326757529/14763950080;
d_1=(2512900099374019*p8)/118111600640 -
(5569781326757529*p7)/14763950080 - (4200*k4*z7)/11 - (21*k4*z8)/11;

```

```

d_o=(5569781326757529*p8)/14763950080 + (4200*k4*z8)/11;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Dry CobbleStone kappa=0.4; V=20;

% e_5=1;
% e_4=2504999480828347/8740258447360 - p9;
% e_3=p10 - (2504999480828347*p9)/8740258447360 - (21*k5)/22 +
5048394914817179/273133076480;
% e_2=(2100*k5)/11 - (5048394914817179*p9)/273133076480 +
(2504999480828347*p10)/8740258447360 + (21*k5*z9)/22 +
7936780471000233/34141634560;
% e_1=(5048394914817179*p10)/273133076480 -
(7936780471000233*p9)/34141634560 - (2100*k5*z9)/11 - (21*k5*z10)/22;
% e_o=(7936780471000233*p10)/34141634560 + (2100*k5*z10)/11;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Dry CobbleStone kappa=0.4; V=10;

% f_5=1;
% f_4=1325064590434747/4370129223680 - p11;
% f_3=p12 - (1325064590434747*p11)/4370129223680 - (21*k6)/11 +
3136463379457179/136566538240;
% f_2=(4200*k6)/11 - (3136463379457179*p11)/136566538240 +
(1325064590434747*p12)/4370129223680 + (21*k6*z11)/11 +
7936780471000233/17070817280;
% f_1=(3136463379457179*p12)/136566538240 -
(7936780471000233*p11)/17070817280 - (4200*k6*z11)/11 - (21*k6*z12)/11;
% f_o=(7936780471000233*p12)/17070817280 + (4200*k6*z12)/11;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Snow kappa=0.06; V=20;

e_5=1;
e_4=3303275079573355/12094627905536 - p13;
e_3=p14 - (3303275079573355*p13)/12094627905536 - (21*k7)/22 +
701213624409123/47244640256;
e_2=(2100*k7)/11 - (701213624409123*p13)/47244640256 +
(3303275079573355*p14)/12094627905536 + (21*k7*z13)/22 +
8252462985951445/188978561024;
e_1=(701213624409123*p14)/47244640256 -
(8252462985951445*p13)/188978561024 - (2100*k7*z13)/11 - (21*k7*z14)/22;
e_o=(8252462985951445*p14)/188978561024 + (2100*k7*z14)/11;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Snow kappa=0.06; V=10;

f_5=1;
f_4=6682001249303981/24189255811072 - p15;
f_3=p16 - (6682001249303981*p15)/24189255811072 - (21*k8)/11 +
5928018281873969/377957122048;
f_2=(4200*k8)/11 - (5928018281873969*p15)/377957122048 +
(6682001249303981*p16)/24189255811072 + (21*k8*z15)/11 +
8252462985951445/94489280512;
f_1=(5928018281873969*p16)/377957122048 -
(8252462985951445*p15)/94489280512 - (4200*k8*z15)/11 - (21*k8*z16)/11;
f_o=(8252462985951445*p16)/94489280512 + (4200*k8*z16)/11;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% for controlling the system oscillations

```

```

dumm1=18;    dumm2=24;
dumzm1=0.6; dumzm2=0.6;
% dumzm1=.7; dumzm2=.7;
[Wn1,Z1]=damp([a_5 a_4 a_3 a_2 a_1 a_o]);
[Wn2,Z2]=damp([b_5 b_4 b_3 b_2 b_1 b_o]);
[Wn3,Z3]=damp([c_5 c_4 c_3 c_2 c_1 c_o]);
[Wn4,Z4]=damp([d_5 d_4 d_3 d_2 d_1 d_o]);
[Wn5,Z5]=damp([e_5 e_4 e_3 e_2 e_1 e_o]);
[Wn6,Z6]=damp([f_5 f_4 f_3 f_2 f_1 f_o]);

c=[-min(Z1)+dumzm1; -min(Z2)+dumzm1; -min(Z3)+dumzm2; -min(Z4)+dumzm2; -
min(Z5)+dumzm2; -min(Z6)+dumzm2; max(real(roots([a_5 a_4 a_3 a_2 a_1
a_o]))) +dumzm1; max(real(roots([b_5 b_4 b_3 b_2 b_1 b_o]))) +dumzm2;
max(real(roots([c_5 c_4 c_3 c_2 c_1 c_o]))) +dumzm1; max(real(roots([d_5
d_4 d_3 d_2 d_1 d_o]))) +dumzm2; max(real(roots([e_5 e_4 e_3 e_2 e_1
e_o]))) +dumzm1; max(real(roots([f_5 f_4 f_3 f_2 f_1 f_o]))) +dumzm2];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
ceq=[];

```

## EK 2.3. Maliyet Fonksiyonu:

```

function F=switchedd(x)

%% Variables
k1=x(1)*1e5;   z1=x(2)*1e2;   z2=x(3)*1e2;   p1=x(4)*1e3;   p2=x(5)*1e3;
k2=x(6)*1e5;   z3=x(7)*1e2;   z4=x(8)*1e2;   p3=x(9)*1e3;   p4=x(10)*1e3;
k3=x(11)*1e5;  z5=x(12)*1e2;  z6=x(13)*1e2;  p5=x(14)*1e3;  p6=x(15)*1e3;
k4=x(16)*1e5;  z7=x(17)*1e2;  z8=x(18)*1e2;  p7=x(19)*1e3;  p8=x(20)*1e3;
% k5=x(21)*1e5;  z9=x(22)*1e2;  z10=x(23)*1e2;  p9=x(24)*1e3;
p10=x(25)*1e3;
% k6=x(26)*1e5;  z11=x(27)*1e2;  z12=x(28)*1e2;  p11=x(29)*1e3;
p12=x(30)*1e3;
k7=x(21)*1e5;  z13=x(22)*1e2;  z14=x(23)*1e2;  p13=x(24)*1e3;
p14=x(25)*1e3;
k8=x(26)*1e5;  z15=x(27)*1e2;  z16=x(28)*1e2;  p15=x(29)*1e3;
p16=x(30)*1e3;
Q4=x(31)*1e2;  Q3=x(32)*1e4;  Q2=x(33)*1e6;  Q1=x(34)*1e7;  Q0=x(35)*1e8;

%% Equations
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% 1
% Dry Asphalt kappa=0.17; V=20;

a_5=1;
a_4=5062102178995833/17480516894720 - p1;
a_3=p2 - (5062102178995833*p1)/17480516894720 - (21*k1)/22 +
526820536296667/27313307648;
a_2=(2100*k1)/11 - (526820536296667*p1)/27313307648 +
(5062102178995833*p2)/17480516894720 + (21*k1*z1)/22 +
2340369455029327/8535408640;
a_1=(526820536296667*p2)/27313307648 - (2340369455029327*p1)/8535408640 -
(2100*k1*z1)/11 - (21*k1*z2)/22;
a_o=(2340369455029327*p2)/8535408640 + (2100*k1*z2)/11;

D1=(a_4 - Q4)/1e2;
D2=(a_3 - Q3)/1e4;
D3=(a_2 - Q2)/1e6;
D4=(a_1 - Q1)/1e7;
D5=(a_o - Q0)/1e8;

```

%% 2  
% Dry Asphalt kappa=0.17; V=10;

b\_5=1;  
b\_4=2702232398208633/8740258447360 - p3;  
b\_3=p4 - (2702232398208633\*p3)/8740258447360 - (21\*k2)/11 +  
6712547655213341/273133076480;  
b\_2=(4200\*k2)/11 - (6712547655213341\*p3)/273133076480 +  
(2702232398208633\*p4)/8740258447360 + (21\*k2\*z3)/11 +  
2340369455029327/4267704320 ;  
b\_1=(6712547655213341\*p4)/273133076480 - (2340369455029327\*p3)/4267704320  
- (4200\*k2\*z3)/11 - (21\*k2\*z4)/11;  
b\_o=(2340369455029327\*p4)/4267704320 + (4200\*k2\*z4)/11;

D6=(b\_4 - Q4)/1e2;  
D7=(b\_3 - Q3)/1e4;  
D8=(b\_2 - Q2)/1e6;  
D9=(b\_1 - Q1)/1e7;  
D10=(b\_o - Q0)/1e8;

%% 3  
% Wet Asphalt kappa=0.131; V=20;

c\_5=1;  
c\_4=8571263556136779/30236569763840 - p5;  
c\_3=p6 - (8571263556136779\*p5)/30236569763840 - (21\*k3)/22 +  
4166462508334019/236223201280;  
c\_2=(2100\*k3)/11 - (4166462508334019\*p5)/236223201280 +  
(8571263556136779\*p6)/30236569763840 + (21\*k3\*z5)/22 +  
5569781326757529/29527900160;  
c\_1=(4166462508334019\*p6)/236223201280 -  
(5569781326757529\*p5)/29527900160 - (2100\*k3\*z5)/11 - (21\*k3\*z6)/22;  
c\_o=(5569781326757529\*p6)/29527900160 + (2100\*k3\*z6)/11;

D11=(c\_4 - Q4)/1e2;  
D12=(c\_3 - Q3)/1e4;  
D13=(c\_2 - Q2)/1e6;  
D14=(c\_1 - Q1)/1e7;  
D15=(c\_o - Q0)/1e8;

%% 4  
% Wet Asphalt kappa=0.131; V=10;

d\_5=1;  
d\_4=8978653276036759/30236569763840 - p7;  
d\_3=p8 - (8978653276036759\*p7)/30236569763840 - (21\*k4)/11 +  
2512900099374019/118111600640;  
d\_2=(4200\*k4)/11 - (2512900099374019\*p7)/118111600640 +  
(8978653276036759\*p8)/30236569763840 + (21\*k4\*z7)/11 +  
5569781326757529/14763950080;  
d\_1=(2512900099374019\*p8)/118111600640 -  
(5569781326757529\*p7)/14763950080 - (4200\*k4\*z7)/11 - (21\*k4\*z8)/11;  
d\_o=(5569781326757529\*p8)/14763950080 + (4200\*k4\*z8)/11;

D16=(d\_4 - Q4)/1e2;  
D17=(d\_3 - Q3)/1e4;  
D18=(d\_2 - Q2)/1e6;  
D19=(d\_1 - Q1)/1e7;  
D20=(d\_o - Q0)/1e8;

%% 5  
% Dry CobbleStone kappa=0.4; V=20;

```

% e_5=1;
% e_4=2504999480828347/8740258447360 - p9;
% e_3=p10 - (2504999480828347*p9)/8740258447360 - (21*k5)/22 +
5048394914817179/273133076480;
% e_2=(2100*k5)/11 - (5048394914817179*p9)/273133076480 +
(2504999480828347*p10)/8740258447360 + (21*k5*z9)/22 +
7936780471000233/34141634560;
% e_1=(5048394914817179*p10)/273133076480 -
(7936780471000233*p9)/34141634560 - (2100*k5*z9)/11 - (21*k5*z10)/22;
% e_o=(7936780471000233*p10)/34141634560 + (2100*k5*z10)/11;
%
% D21=(e_4 - Q4)/1e2;
% D22=(e_3 - Q3)/1e4;
% D23=(e_2 - Q2)/1e6;
% D24=(e_1 - Q1)/1e7;
% D25=(e_o - Q0)/1e8;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% 6
% Dry CobbleStone kappa=0.4; V=10;

% f_5=1;
% f_4=1325064590434747/4370129223680 - p11;
% f_3=p12 - (1325064590434747*p11)/4370129223680 - (21*k6)/11 +
3136463379457179/136566538240;
% f_2=(4200*k6)/11 - (3136463379457179*p11)/136566538240 +
(1325064590434747*p12)/4370129223680 + (21*k6*z11)/11 +
7936780471000233/17070817280;
% f_1=(3136463379457179*p12)/136566538240 -
(7936780471000233*p11)/17070817280 - (4200*k6*z11)/11 - (21*k6*z12)/11;
% f_o=(7936780471000233*p12)/17070817280 + (4200*k6*z12)/11;
%
% D26=(f_4 - Q4)/1e2;
% D27=(f_3 - Q3)/1e4;
% D28=(f_2 - Q2)/1e6;
% D29=(f_1 - Q1)/1e7;
% D30=(f_o - Q0)/1e8;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% 7
% Snow kappa=0.06; V=20;

e_5=1;
e_4=3303275079573355/12094627905536 - p13;
e_3=p14 - (3303275079573355*p13)/12094627905536 - (21*k7)/22 +
701213624409123/47244640256;
e_2=(2100*k7)/11 - (701213624409123*p13)/47244640256 +
(3303275079573355*p14)/12094627905536 + (21*k7*z13)/22 +
8252462985951445/188978561024;
e_1=(701213624409123*p14)/47244640256 -
(8252462985951445*p13)/188978561024 - (2100*k7*z13)/11 - (21*k7*z14)/22;
e_o=(8252462985951445*p14)/188978561024 + (2100*k7*z14)/11;

D21=(e_4 - Q4)/1e2;
D22=(e_3 - Q3)/1e4;
D23=(e_2 - Q2)/1e6;
D24=(e_1 - Q1)/1e7;
D25=(e_o - Q0)/1e8;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% 8
% Snow kappa=0.06; V=10;

f_5=1;
f_4=6682001249303981/24189255811072 - p15;
f_3=p16 - (6682001249303981*p15)/24189255811072 - (21*k8)/11 +
5928018281873969/377957122048;

```

```
f_2=(4200*k8)/11 - (5928018281873969*p15)/377957122048 +
(6682001249303981*p16)/24189255811072 + (21*k8*z15)/11 +
8252462985951445/94489280512;
f_1=(5928018281873969*p16)/377957122048 -
(8252462985951445*p15)/94489280512 - (4200*k8*z15)/11 - (21*k8*z16)/11;
f_o=(8252462985951445*p16)/94489280512 + (4200*k8*z16)/11;
```

```
D26=(f_4 - Q4)/1e2;
D27=(f_3 - Q3)/1e4;
D28=(f_2 - Q2)/1e6;
D29=(f_1 - Q1)/1e7;
D30=(f_o - Q0)/1e8;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
F=D1^2+D2^2+D3^2+D4^2+D5^2+D6^2+D7^2+D8^2+D9^2+D10^2+D11^2+D12^2+D13^2+D14^2+D15^2+D16^2+D17^2+D18^2+D19^2+D20^2+D21^2+D22^2+D23^2+D24^2+D25^2+D26^2+D27^2+D28^2+D29^2+D30^2;
```

## ÖZGEÇMİŞ

### Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı: Morteza DOUSTI  
Doğum Yeri: Oroumieh, IRAN  
Medeni Hali: Bekâr  
E-Posta: Morteza.Doosti@gmail.com  
Adresi: Madani-2 Cad. No. 217, Oroumieh, IRAN

### Eğitim:

Lise: Andishe Borna Lisesi, Fen ve Matematik, (1999-2003)  
Lisans: Urmia Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Su Mühendisliği Anabilim Dalı, (2003-2007)  
Yüksek Lisans: Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2011-2014)  
Doktora: ---

**Yabancı Dil:** İngilizce

**İş Deneyimi:** ---

**Deneyim Alanları:** ---

### Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçesi:

111M601 No'lu TÜBİTAK projesi, Binek taşıtların ABS kontrol algoritma performanslarının artırılmasına yönelik uyarlanabilir rasyonel lastik modeli, çoklu model geçiş tabanlı kazanç uyarlamalı dayanıklı tekerlek kayması kontrolcüsü ve lastik kuvveti modeli parametre kestiricisinin tasarımı ve testleri. Proje Bütçesi, iki yüz otuz bin Türk Lirası.

### **Tezden Üretilmiş Yayınlar:**

- Morteza Dousti, S.Çağlar Başlamışlı, Teoman Onder, Selim Solmaz, 2014, “Multi model switching controller algorithms design for ABS braking dynamics”, Transactions of the Institute of Measurement and Control(TIMC).

### **Tezden Üretilmiş Tebliğ ve/veya Poster Sunumu ile Katıldığı Toplantılar:**

- Morteza Dousti, S.Çağlar Başlamışlı, Teoman Onder, Selim Solmaz, Eylül 2013; “ABS fren dinamiğine yönelik çoklu model geçişli kontrol algoritmalarının tasarımı”, TOK 2013, Malatya University, Turkey.
- Morteza Dousti, S.Çağlar Başlamışlı, Mayıs 2014, “Çoklu Model Geçiş Tabanlı ABS Tasarımı: 1. Kisim Kontrolcü Tasarımı”, OTEKON 2014, Bursa, Turkey.
- Morteza Dousti, S.Çağlar Başlamışlı, Mayıs 2014, “Çoklu Model Geçiş Tabanlı ABS Tasarımı: 2. Kisim Durum ve Parametre Tahmini”, OTEKON 2014, Bursa, Turkey.