

**MERKEZİ DİFERANSİYELİN
ÇOKLU MODEL GEÇİŞİYLE AKTİF KONTROLÜ**

**MULTIMODEL SWITCHING CONTROL OF THE CENTRAL
DIFFERENTIAL MECHANISM**

ERAY TEOMAN ÖNDER

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

ERAY TEOMAN ÖNDER 'in hazırladığı “**Merkezi Diferansiyelin Çoklu Model Geçişiyile Aktif Kontrolü**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI** 'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ender CİĞEROĞLU

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

Aileme

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.

19/12/2014

ERAY TEOMAN ÖNDER

ÖZET

MERKEZİ DİFERANSİYELİN ÇOKLU MODEL GEÇİŞİYLE AKTİF KONTROLÜ

Eray Teoman ÖNDER

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Bölümü

Tez danışmanı: Yrd. Doç. Dr. S. Çağlar BAŞLAMIŞLI

Aralık, 2014, 86 sayfa

Bu çalışmada, bugün artık araçlarda standart hale gelmiş, ESP, ABS, VDC gibi güvenliği, frenleme prensibi ile sağlayan aktif denetim sistemlerine alternatif teşkil edecek, tork aktarımı prensibiyle çalışan aktif merkezi diferansiyel ele alınmıştır. Frenleme ile aracın boylamasına başarımı düşmekte ve sürüş akıcılığı bozulmaktadır. Oysa, akslara doğru miktarda tork aktarımı ile hızda düşüş ve boylamasına başarımda bir kayıp olmaksızın kararlı bir sürüş, iyi yol tutuşu sağlanabilmektedir. Buna yönelik olarak; merkezi diferansiyelin aktif kontrolü için bir algoritma oluşturulmuştur.

Çalışmada kullanılan araç modeli doğrusal olmayan β -bisiklet modelidir. Bu modelde lastiklerin ürettiği kuvvetler, Magic Formula olarak bilinen Pacejka Lastik Modeli'nden elde edilmiştir. Pacejka Lastik Modeli boylamasına kayma-kuvvet ve yanal kayma açısı-kuvvet grafiklerinin doğrusal olmayan bölgelerinde, başka bir deyişle kayma/kayma açısı değerlerinin büyük olduğu bölgelerde yüksek başarımlar sağlamaktadır. Çalışma, tam da bu doğrusal olmayan bölgelere yoğunlaştığından lastik modeli olarak Pacejka Modeli tercih edilmiştir. Dahası, sürtünme çemberi

kavramı dikkate alındığında, tork aktarımı algoritmasında, hem yanal hem de boylamasına kuvveti elde etmek zaruridir. Bu sebeple Pacejka Modeli, bileşik kayma formunda kullanılmıştır.

Aracın yol tutuşunda ve dolayısıyla aktif güvenlikte etkin rol alan parametrelerin en kısa tepki süresinde, tasarlanmış kontrolcü kazancı sayesinde, beklenen, makul değerlerine yakınsaması istenmektedir. Bu amaçla, önemli bir parametre olan yalpa oranı için bir referans değer oluşturulmuştur. Farklı iki sürtünme katsayısına sahip yol baz alınarak doğrusallaştırma yapılmış ve farklı işletim noktaları için sistem modelleri oluşturulmuştur. Bu modellerin her biri için, hıza karşı dayanıklı olacak kontrolcü kazancı değerleri, doğrusal matris eşitsizlikleri (linear matrix inequalities, LMI) kullanılarak elde edilmiştir. Çoklu modeller arasında değişen dümenleme açısına göre geçişler yapılmaktadır. Algoritmanın yapacağı geçişlerin kararlılığı koruduğu yine LMI teoremleri ile gösterilmiştir.

Kontrol algoritmasına sahip ve sahip olmayan iki farklı durum için kurulmuş benzetimlerden alınan veriler karşılaştırılmıştır. Veriler her bir kontrolcünün etkin çalışmasını göstermek maksadıyla önce adım dümenleme açısıyla daha sonra çoklu model geçişini gözlemlemek üzere sırasıyla pozitif genlikli sinüs ve pozitif-negatif genlikli sinüs dümenlemeyle derlenmiştir. Yine, her bir dümenleme durumu için değişen sürtünme katsayısına göre sonuçlar alınmıştır. Benzetimler farklı iki hız değeri için tekrarlanmıştır.

LMI teoremlerinin gösterdiği kararlı geçişler, benzetimlerle doğrulanmıştır. Yalpa oranı için referans takibi sağlanmıştır. Yol tutuşunda etkin diğer parametreler, kararlı sürüşü korumak için beklenen değerlerinde seyrederken kontrolsüz araca göre oturma zamanının kısaldığı ve salınımların azaldığı gözlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Aktif Merkezi Diferansiyel, Tork Aktarımı, Doğrusal Matris Eşitsizlikleri, Kutup Yerleştirme, Çoklu Model Geçiş, Geçiş Kararlılığı

ABSTRACT

MULTIMODEL SWITCHING CONTROL OF THE CENTRAL DIFFERENTIAL MECHANISM

Eray Teoman ÖNDER

Master of Science, Department of Mechanical Engineering

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

December, 2014, 86 pages

In this thesis, the active differential working based on the principle of the torque transfer is dealt to build up an alternative to the other standardized active control systems working based on the principle of the braking in the today's vehicles such as ESP, ABS, VDC. The braking brings about decline in the longitudinal performance of the vehicle and deterioration in the driving continuity. In fact, by transferring the suitable amount of the torque to axles, it is possible to provide stable driving and good handling without any reduction of the speed and any loss of the longitudinal performance of the vehicle. Accordingly, an algorithm is created to control the central differential actively.

In this study, the dynamic vehicle model is derived with nonlinear β -bicycle model. In this model, the forces generated by the tires are expressed with Pacejka's Magic Formula. Pacejka Tire Model makes high performance for the nonlinear sides of the longitudinal slip versus force and the lateral slip angle versus force profiles. Due to the fact that these nonlinear sides are dwelled on, in the study, Pacejka Tire Model is preferred. Additionally, considering the friction circle concept, the torque transfer algorithm must include both the lateral force and the

longitudinal force. Thus, Pacejka Tire Model is used in the form of the combined slip model.

The vehicle parameters related to the handling and the active safety should converge to the desired values in the shortest possible time by use of the designed controller gain. A yaw rate reference value is specified to that end. The operation points are determined for the road in two different friction coefficients and by means of the linearization around these points, the system models are obtained. For each of the models, the controller gain, which is robust against the speed, is designed by the feasible solution of the linear matrix inequalities, LMI. Switching is made between the system models by the changes of the steering angle and it is proved by the theorems about the linear matrix inequalities that the algorithm keeps the stability during the multi model switching. Two simulations with and without the control algorithm are constructed and the simulation results are compared to see the effectiveness of the algorithm. Firstly, the results are taken for the step steering condition to comprehend the activity of each controller, separately. Then, the sine maneuvers are gradually given with positive amplitude and with positive-negative amplitude to observe the multi model switching. Furthermore, the results are collected for each steering condition in the road surface with two different friction coefficients. All of the simulations are repeated for two different vehicle speeds.

The switching stability guaranteed by the linear matrix inequalities is validated by the simulations. Yaw rate reference tracking is achieved. While the parameters that are effective on the vehicle handling, goes on the desired values to keep the driving stability, it is observed that the settling time is improved and the oscillations are reduced.

Keywords: Active Central Differential, Torque Transfer, Linear Matrix Inequalities, Pole Placement, Multi Model Switching, Switching Stability

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması boyunca, büyük sabır ve özveriyle, her an yardımında olan, bilgi ve tecrübelerini samimiyetle paylaşan ve en iyiye yönlendirmede rehberliğini esirgemeyen, danışmanım, Sayın Yrd. Doç. Dr. S.ağlar BAŞLAMIŞLI'ya; önemli yorum ve değerlendirmeleri ile katkıda bulunan jüri üyelerim Sayın Yrd. Doç. Dr. Bilsay SÜMER'e, Sayın Doç Dr. Ender CİĞEROĞLU'na; değerli arkadaşlarım Morteza DOUSTI'ye, Ali Emre UTAŐ'a; Hacettepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki bütün hocalarıma; tükenmez destek ve anlayışlarından ötürü tüm aileme, teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	I
ABSTRACT	III
TEŞEKKÜR.....	V
İÇİNDEKİLER.....	VI
ÇİZELGELER.....	VIII
ŞEKİLLER.....	IX
SİMGELER VE KISALTMALAR	XII
1. GİRİŞ	1
1.1. Kararlı Sürüş Destek Sistemleri.....	1
1.1.1 ESP nin çalışması.....	2
1.1.2 Aktif Diferansiyel.....	3
1.1.2.1. Aktif Merkezi Diferansiyel.....	5
1.1.2.2. Sınırlı Kaymalı (veya kilitli) Diferansiyel	6
1.1.2.3. Tork Yönlendirmeli Kontrol.....	7
1.1.3 Aktif Merkezi Diferansiyel ve Diğer Kontrol Sistemleri	8
1.2. Tezin amacı	9
1.3. Tezin İçeriği	10
2. MATEMATİKSEL MODEL.....	11
2.1. Giriş	11
2.1.1 Aracın Dinamik Modeli.....	11
2.1.2 Lastik Modeli.....	14
2.2. Sürtünme Çemberi Kavramı	18
2.3. Yol Tutuşu ve Tork aktarımı.....	18
3. SİSTEMİN DURUM UZAYI GÖSTERİMİ VE DOĞRUSALLAŞTIRILMASI ...	20
3.1. Giriş	20
3.2. Durum Uzayı Gösterimi	20
3.3. Sistemin Doğrusallaştırması	20
3.4. Hıza karşı dayanıklı kontrolcü tasarımı.....	23
4. MERKEZİ DİFERANSİYELİN AKTİF KONTROLÜ İÇİN KONTROLCÜ TASARIMI VE ÇOKLU MODEL GEÇİŞİ	26

4.1.	Giriş	26
4.2.	Doğrusal Matris Eşitsizlikleri (LMI).....	26
4.2.1	LMI'ların Kararlılık Karakterizasyonu	27
4.2.2	LMI bölgesi ve Kutup Yerleştirme	30
4.3.	Çoklu Model Geçişi.....	31
4.3.1	Geçiş Kararlılığı	32
5.	BENZETİMLER	33
5.1.	Giriş	33
5.2.	Yalpa Oranı Referansının Türetilmesi.....	33
5.3.	Kontrol Diyagramı	35
5.4.	Benzetim Sonucu Grafikleri	35
5.4.1	Hata Tabloları ve Benzetim Sonucu Grafiklerinin Derlenmesi	39
5.4.2	Benzetim Sonuçlarının Analizi	76
6.	SONUÇLAR VE TARTIŞMA	78
	EKLER	81
Ek A	Doğrusal Olmayan β -Bisiklet Modelinin Türetilmesi.....	81
	KAYNAKLAR.....	83
	ÖZGEÇMİŞ	85

ÇİZELGELER

Çizelge 1. 1. Araç kontrol sistemleri ve aktif merkezi diferansiyel karşılaştırması ..	9
Çizelge 3. 1. Hız 120 km/h iken Etrafında Sistem Doğrusallaştırması Yapılan Noktalar.....	22
Çizelge 3. 2. Hız 180 km/h iken Etrafında Sistem Doğrusallaştırması Yapılan Noktalar.....	23
Çizelge 3. 3. $A_1(1,1)=a_{11}$ 'in Matlab Yardımıyla Doğrusallaştırılmış Fonksiyonu	24
Çizelge 5. 1. Hız 120 km/h iken kontrolcü kazançları	36
Çizelge 5. 2. Hız 180 km/h iken kontrolcü kazançları	37
Çizelge 5. 3. Benzetimlerden elde edilen grafikler.....	38
Çizelge 5. 4. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısı için oluşturulmuş hata tablosu	42
Çizelge 5. 5. Hız 120 km/h iken hataya göre toplam tork, T_{tot} ve P kontrolcü kazancı değeri, K_p	43
Çizelge 5. 6. Hız 180 km/h iken hataya göre toplam tork, T_{tot} ve P kontrolcü kazancı değeri, K_p	44

ŞEKİLLER

Şekil 1. 1. (a)ESP’de frenleme prensibi, (b)ESP’nin etkin çalışması	3
Şekil 1.2. Merkezi Diferansiyel	5
Şekil 1.3. Akslara Tork Aktarımı (AD: Arka Diferansiyel, ÖD: Ön Diferansiyel, TK: Transfer Kutusu).....	5
Şekil 1.4. Normal sürüş durumunda ön-arka aksa tork aktarımı.....	7
Şekil 1.5. Ön tekerlekte kayma gözleendiğinde: ön-arka aksa tork aktarımı	7
Şekil 1.6. Arka tekerlekte kayma gözleendiğinde: ön-arka aksa tork aktarımı.....	7
Şekil 1.7. (a)Normal sürüş durumunda, (b)Virajda arkadan kopma eğilimi.....	8
Şekil 1.8. Araç kontrol sistemlerinin etkin çalışma bölgesi	9
Şekil 2.1. β -araç modeli.....	11
Şekil 2.2. Boylamasına kayma ve yanal kayma açısı parametreleri	12
Şekil 2.3. Bir araç lastiğinin karakteristiği: Boylamasına Kayma-Boylamasına Kuvvet ve Yanal Kayma Açısı-Yanal Kuvvet grafikleri.....	14
Şekil 2.4. Zeminin durumu ile Yanal Kayma Açısı-Yanal Kuvvet değişimi.....	14
Şekil 2.5. Pacejka Lastik Modeli’nin türetildiği parametrelerle ifade edilen trigonometrik eğri (Magic Formula’yı üreten orjinal sinüs eğrisi).....	15
Şekil 2.6. Sürtünme Çemberi.....	18
Şekil 2.7. Önden ve arkadan kopmanın meydana gelişi.....	19
Şekil 3.1. Etrafında sistem doğrusallaştırılması yapılan işletim noktaları (1: Doğrusal bölge, 2:Doğrusal olmayan bölge).....	21
Şekil 3.2. Örneklenen $A_1(1,1) = a_{11}$ eleman fonksiyonu için ikinci dereceden polinom eğrisi uydurma	24
Şekil 4.1. $S(a, r, \theta)$ Kutup yerleştirme bölgesi.....	30
Şekil 5.3. Kontrol Diyagramı	34
Şekil 5.5. Hız 120 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	45
Şekil 5.6. Hız 120 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	46
Şekil 5.7. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	47
Şekil 5.8. Hız 120 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	48

Şekil 5.9. Hız 120 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	49
Şekil 5.10. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	50
Şekil 5.11. Hız 120 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	51
Şekil 5.12. Hız 120 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	52
Şekil 5.13. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	53
Şekil 5.14. Hız 120 km/h iken yalnız positif genlikli (0.4 ve 2 derece arası) sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	54
Şekil 5.15. Hız 120 km/h iken yalnız positif genlikli (0.4 ve 2 derece arası) sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	55
Şekil 5.16. Hız 120 km/h iken yalnız positif genlikli (0.4 ve 2 derece arası) sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	56
Şekil 5.17. Hız 120 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	57
Şekil 5.18. Hız 120 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler:	58
Şekil 5.19. Hız 120 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	59
Şekil 5.20. Hız 180 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	60
Şekil 5.21. Hız 180 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	61
Şekil 5.22. Hız 180 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	62
Şekil 5.23. Hız 180 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	63
Şekil 5.24. Hız 180 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	64
Şekil 5.25. Hız 180 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	65

Şekil 5.26 . Hız 180 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	66
Şekil 5.27. Hız 180 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	67
Şekil 5.28. Hız 180 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	68
Şekil 5.29. Hız 180 km/h iken yalnız positif (0.4 ve 2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	69
Şekil 5.30. Hız 180 km/h iken yalnız positif (0.4 ve 2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	70
Şekil 5.31. Hız 180 km/h iken yalnız positif (0.4 ve 2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	71
Şekil 5.32. Hız 180 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler	72
Şekil 5.33. Hız 180 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler	73
Şekil 5.34. Hız 180 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler	74
Şekil 5.35. Toplam tork arttırıldığında, hız 120 km/h iken, positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında; Şekil 5.16 ile karşılaştırma grafikleri	75

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Sistem Matrisi
a_y	Aracın Yanal İvmesi
B, B_u	Girdi Matrisi
$B_x, B_{x\alpha}$	Magic Formula Katsayıları
$B_y, B_{y\lambda}$	Magic Formula Katsayıları
$C_x, C_{x\alpha}$	Magic Formula Katsayıları
$C_y, C_{y\lambda}$	Magic Formula Katsayıları
D_x, D_y	Magic Formula Katsayıları
$E_x, E_{x\alpha}$	Magic Formula Katsayıları
$E_y, E_{y\lambda}$	Magic Formula Katsayıları
F_x, F_{x0}	Bileşik Kayma/ Sade Kayma için Boylamasına Lastik Kuvveti
$F_{f,x}, F_{r,x}$	Ön/Arka Boylamasına Lastik Kuvveti
F_y, F_{y0}	Bileşik Kayma/ Sade Kayma için Yanal Lastik Kuvveti
$F_{f,y}, F_{r,y}$	Ön/Arka Yanal Lastik Kuvveti
F_z, F_{z0}	Lastik Yüğü, Nominal Dik Yük
g	Yerçekimi İvmesi
J_z	Aracın z Eksenine Göre Atalet Momenti
J_f, J_r	Ön/Arka Tekerleğin Atalet Momenti
K_i	Kontrolcü Kazancı
K_p	P Oranlı Kontrolcü Kazancı
l_f, l_r	Aracın Ağırlık Merkezinin Ön/Arka Aksa Uzaklığı
M	Araç Kütlesi
P	Pozitif Tanımlı Simetrik Matris
$p_K, p_V, p_H, p_C,$	Magic Formula Katsayıları
p_D, p_E	Magic Formula Katsayıları
r_V, r_B, r_C, r_E	Magic Formula Katsayıları
r	Tekerlek Yarıçapı
$S_{vx}, S_{vy}, S_{Vy\lambda}$	Magic Formula Katsayıları
$S(a, r, \theta)$	Kutup yerleştirme bölgesi
T_{tot}	Akslara Aktarılacak Toplam Tork

T_f, T_r	Ön Aksa Aktarılan Tork, Arka Aksa Aktarılan Tork
T_{TK}	Transfer Kutusundan Aktarılan Tork Miktarı
u	Kontrol Girdisi
v, \vec{v}	Aracın Hızı, Hız Vektörü
v_x	Aracın Doğrusal Hızı
$v_{f,xL}, v_{r,xL}$	Ön/Arka Tekerleğin Doğrusal Hızı
$v_{f,yL}, v_{r,yL}$	Ön/Arka Tekerleğin Yanal Hızı
$V(x)$	Lyapunov Fonksiyonu
ω_f, ω_r	Ön/Arka Tekerleğin Açısal Hızı
w	Bozucu Büyüklük Vektörü
x	Durum Vektörü
$Y_i, Y_{i,1}, Y_{i,2}$	2. Derece Polinom Eğrisi için 0., 1., 2. Dereceden Terimlerin Katsayılar Matrisi
α	Lastik Yanal Kayma Açısı
α_f, α_r	Ön/Arka Tekerleğin Yanal Kayma Açısı
β	Aracın Kayma Açısı
δ	Dümenleme Açısı
$\kappa_K, \kappa_V, \kappa_H, \kappa_C,$	Magic Formula Katsayıları
κ_μ, κ_E	
λ	Boylamasına Lastik Kayması
λ_f, λ_r	Ön/Arka Lastikteki Boylamasına Kayma
$\psi, \dot{\psi}, \dot{\psi}_{ref}$	Yalpa Açısı, Yalpa Oranı, Referans Yalpa Oranı
μ	Yol Sürtünme Katsayısı
μ_x, μ_y	Boylamasına/Yanal Yol Sürtünme Katsayısı

Kısaltmalar

ABS	Anti-Lock Braking System (Kilitlenme Karşıtı Frenleme Sistemi)
ASR	Acceleration Slip Regulation (İvme Kayması Kontrolü)
DSC	Dynamic Stability Control (Dinamik Kararlılık Kontrolü)
ESP	Electronic Stability Program (Elektronik Denge Programı)
EBR	Engine Brake Regulation (Motor Freni Kontrolü)

ETS	Electronic Traction System (Elektronik Çekiş Sistemi)
KAH	Kayma Açısı Hatası
LMI	Linear Matrix Inequalities (Doğrusal Matris Eşitsizlikleri)
VDC	Vehicle dynamics control (Dinamik Araç Kontrolü)
YOH	Yalpa Oranı Hatası
YDC	Yaw Dynamic Control (Yalpa Oranı Dinamik Kontrolü)

1. GİRİŞ

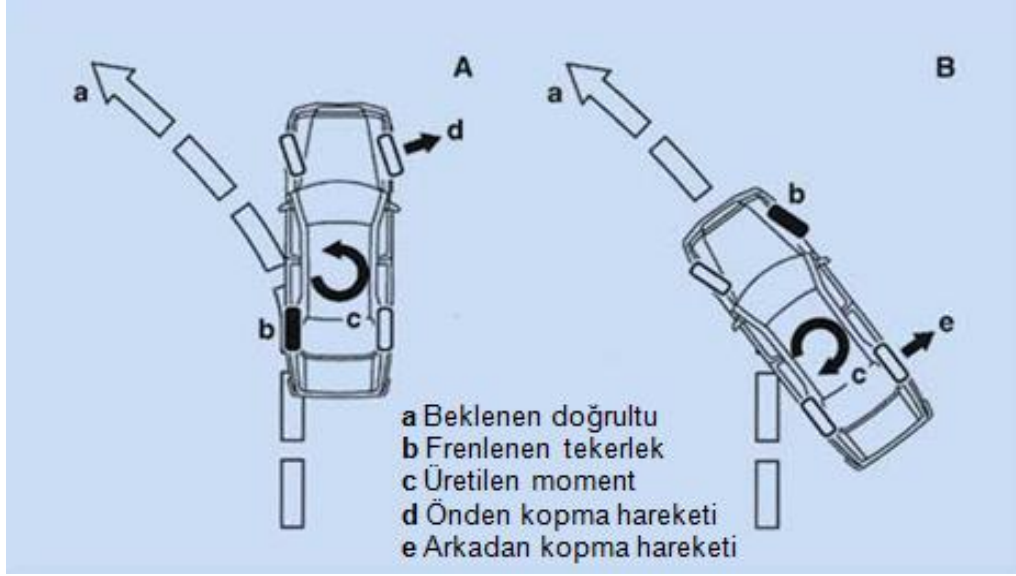
1.1. Kararlı Sürüş Destek Sistemleri

Araçların yalpa dinamiği, dönemeçlerde, eğimli yollarda iniş-çıkışta, kuvvetli yanal yönlü rüzgara maruz kalındığında ve boylamasına ya da yanal yönde değişen yol yüzeyi sürtünme katsayısının söz konusu olduğu durumlarda, güvenli sürüşü olumsuz etkileyecek tepkiler üretebilir. Sürücü ve yolcuyla huzursuz kılan, sürücü davranışı ve araç tepkisini uyumsuzlaştırarak manevra kabiliyetini düşüren kararsızlık durumu [1], büyük maddi kayıplara, daha da önemlisi ciddi yaralanmalara ve hatta ölümlere sebep olabilecek savrulma durumunu doğurabilir. Bu nedenledir ki, otomotiv endüstrisinde “araç kararlılığı kontrol sistemleri” nin kullanımı giderek artmakta, dahası, pek çok araçta standart bir ekipman olarak yer almaktadır [2]. ABS (anti-brake system), ESC (electronic stability control), ESP (electronic stability program), VDC (vehicle dynamic control), YDC (yaw dynamic control), DSC (dynamic stability control) gibi kısaltmalar otomotiv sektöründe sıkça duyulmaktadır. Pazardaki araçlarda yaygın olarak kullanılan bu ve benzeri sistemlere daha fazlasını eklemek mümkündür; zira üretici firmalar ve önemli markalar, kendilerine özel, farklı isimlendirmeler yapabilmektedir. Bu durum göstermektedir ki; araç kararlılığı kontrol sistemleri, araç üreticilerince rekabetçi yaklaşımlarla ele alınan, gelişime açık, yenilikçi çalışmaların yürütüldüğü bir sahadır. Herhangi bir kazanın meydana gelmemesi için alınan önlemleri ifade eden “aktif güvenlik”i sağlaması yanında sürüş keyfini ve konforu arttırıyor olması da, bu sistemlerin tüketici cephesinde, günümüz teknolojik olanakları nispetinde, yoğun talep görmesini açıklamaktadır. Daha gelişmiş sistemler üreticiye pazarda prestij kazandırırken, denilebilir ki, otomotiv endüstrisinde bugün hissedilen ve gelecek için öngörülen enerji kaynağı bulma sıkıntısına karşı yürütülen çalışmalar kadar önemsenmektedir. Birçok ülke yasal düzenlemelerle bu tür sistemlerin yeni ruhsat alacak araçlarda bulunması zorunluluğu getirmiştir [3].

Araştırmalar göstermektedir ki ESP'nin kullanımı ile tek araçlı ölümlü kazalarda %30 dan %62 lere varan oranlarda, tek araçlı hasarlı/yaralanmalı kazalarda %18'den %64'lere varan oranlarda azalma olmaktadır. Çoğu ölümle sonuçlanan çok araçlı kazalarda, ESP sayesinde azalma oranı ise %18 ile %40'lar aralığında verilmektedir [2] [4].

1.1.1 ESP nin çalışması

ESP, Türkçe açılımıyla “Elektronik Denge Programı”, artık birçok araçta standartlaşmış, ağır vasıtalarda da kullanılmayı yaygınlaşan bir kararlılık kontrol sistemidir. Sensörler ve kontrol ünitelerinden oluşur. ABS, ASR, ETS, EBR gibi alt sistemleri kapsar. “Tekerlek Hızı”, “Yanal Hız”, “Direksiyon Açısı”, “Yalpa Açısı” gibi algılayıcılar, sürekli ölçüm alır ve veriler sisteme iletilerek aracın elektronik kontrol birimi tarafından işlenir/değerlendirilir. Normal sürüş esnasında yani araca müdahale etmese de, ESP, arka planda çalışarak, aracın ivmesi , hızı , tekerlek açısı gibi verileri sürekli kararlı sürüş için olması gereken değerler ile karşılaştırır. ESP, sadece şoförün kontrolü kaybetmesi muhtemel durumlarda görev almaya başlar. Örneğin, sensörler tekerlek açısını ölçer ve aracın aşırı hızlandığını değerlendirirse, ESP çalışır; araç çok hızlı ivmeleniyorsa veya ani frenleme ile araç durduruluyorsa, yine ESP görev yapar. Örneğin, keskin bir viraja giriliyorsa veya ani bir manevra yapılmasını gerektirecek bir engel çıktıysa, aracın önü düz bir doğrultuda kayacaktır. Yüksek hızdaki aracı, kaymayı engellemek için verilecek dümenleme yönüne getirmek zorlaşacaktır. Direksiyonun sağa kırıldığı düşünüldüğünde, sağ arka tekerleğe yapılacak fren manevraya yardımcı olacaktır. Manevranın devamında çizgiyi korumak için direksiyon bu kez sola kırıldığında, aracın arkası savrulmaya başlayacaktır ve sol ön tekerleğe yapılacak fren aracı toparlayacaktır. Sürücünün gitmek isteğini yönle aracın gittiği yön arasındaki farkı algılayan ESP sistemi, frenlemeleri gerçekleştirir. Şekil 1.1. (a) ESP'nin frenleme prensibini gösterirken (b)'deki görsel ile de ne derece etkin çalıştığı anlaşılmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 1. 1. (a)ESP'de frenleme prensibi, (b)ESP'nin etkin çalışması

1.1.2 Aktif Diferansiyel

Yukarıda sözü geçen ESP ve diğer sistemler frenleme prensibiyle çalışmaktadır [1]. Art arda virajın olduğu, kaygan veya kaygan-kuru olarak sürekli değişken yüzeye sahip yollarda frenlemeli kararlılık destek sistemleri aracın hızlanmasına mani olacak ve sürüşün akışını bozacak, kısaca ifade etmek gerekirse aracın boylamasına başarımını düşürecektir. Bu nedenle, çalışmalarda aracın boylamasına dinamiklerini etkilemeyecek, yeni sistemler üzerine odaklanılmaktadır. Akslara ve hatta akslardan tekerleklere aktarılan tork miktarını yöneterek araç kararlılığının sağlanabilceğine yönelik bu fikirler uygulanmış, ürüne dönüştürülmüş ve başarısı görülmüştür. Otomotiv endüstrisinde tork aktarımını

yöneten sistemlerin kullanımının yaygınlaşacağı, otomotiv endüstrisindeki yoğunlaşan geliştirme çalışmalarından anlaşılmaktadır. Zira, dört-çeker araçlarda, yalpa dinamiklerini kontrol ederek, kararlılığın aktif tork dağılımıyla sağlanması üzerine bir çok çalışma yapılmaktadır [5][6][7]. Nissan V-TCS [8], Haldex LSC [9], BMW xDrive [10], Bosch CCC [11]; GKN TMD [12], Dana Dynamic Trak [13], Ricardo [14]; Honda SH-AWD [15], Mitsubishi AYC [16][17][18] ve Toyota Estima [19] ve yine merkezi diferansiyelin aktif kontrolüne yönelik [20] örnek gösterilebilir. Çalışmalar, tüm tekerlekler ayrı ayrı yönetilebildiği için dört çeker araçlar üzerinde yoğunlaşmaktadır. Tork aktarımı ile aktif kontrol, motor torku ve hızın kısa sürede ve hassas üretimi ve kontrolü göz önüne alındığında, ilgi çekici bir çalışma sahası olarak nitelendirilmektedir [21].

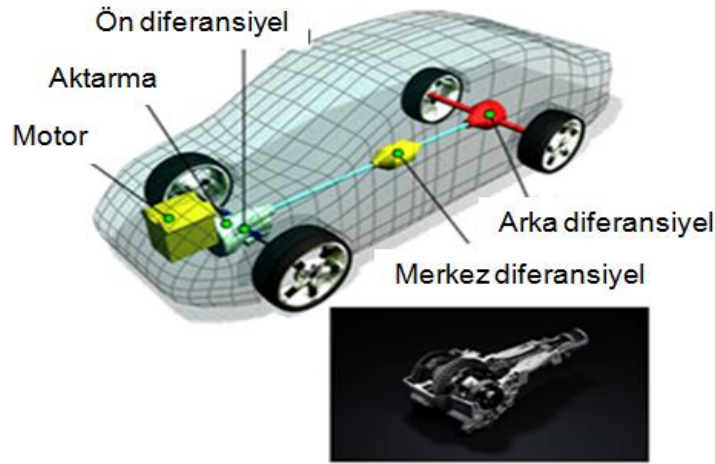
Literatürde, tork aktarımı ile çalışan aktif sistemlere kaynaklık eden farklı algoritmalar vardır. Çoğunluğunun arka aks diferansiyeline odaklandığı, merkezi diferansiyelle ilgili çalışmaların nispeten yeni olduğu görülmektedir. Tümünde ana amaç, yol tutuşu performansını arttırmaktır.

Panzani ve meslektaşları [20] transfer kutusundan yönlendirilecek tork miktarının kararlı sürüşü sağlarken aracın kayma açısının maksimum değerinin aşılması vurgusu yapmaktadır. Bunun için yanal ve boylamasına kuvvetlerden performans için ve kayma açısını kullanarak kararlılık için birer maliyet fonksiyonu oluşturulmuştur. Kayma açısı bir gözlemci ile elde edilmektedir. Kontrol girdisi olarak transfer kutusu katılığı tanımlanmıştır ki bu değer tork aktarım miktarını belirlemektedir. Oluşturulan maliyet fonksiyonlarından performans fonksiyonu, bu katılık değerinin maksimumunu, kararlılık fonksiyonu ise minimumunu talep etmektedir ve sonuçlar bu optimizasyon problemine dayandırılmıştır. Jalali, tezinde [21], bulanık mantıkla hesapladığı yalpa momenti kontrolcüsüyle ileri tork aktarımı algoritmasını karşılaştırmaktadır. Buna göre, bulanık mantık algoritmasına kıyasla, tork aktarımı algoritmasının, aracın yalpa oranı ve kayma açısını düşürerek daha iyi yol tutuşu, daha fazla dümenlemeyle daha yüksek yalpa oranında kontrol sağladığını ve bunların yanında boylamasına başarımdan kayıp verilmediğini göstermiştir. Bir diğer çalışmada, farklı sürtünme katsayılarındaki yollarda, uygun tork dağıtımını yapacak, optimal bir kontrolcü tasarımı yapılmıştır [22]. Bunun için hızlar yerine ivmeler geri beslenmiştir. Oluşacak gerçek kuvvetler ile referans kuvvetler arasındaki hatayı minimize edecek bir amaç fonksiyonu kullanılmış, ayrıca, LMI teorisi ile değişen yol şartlarına dayanıklılık oluşturulabilmiştir.

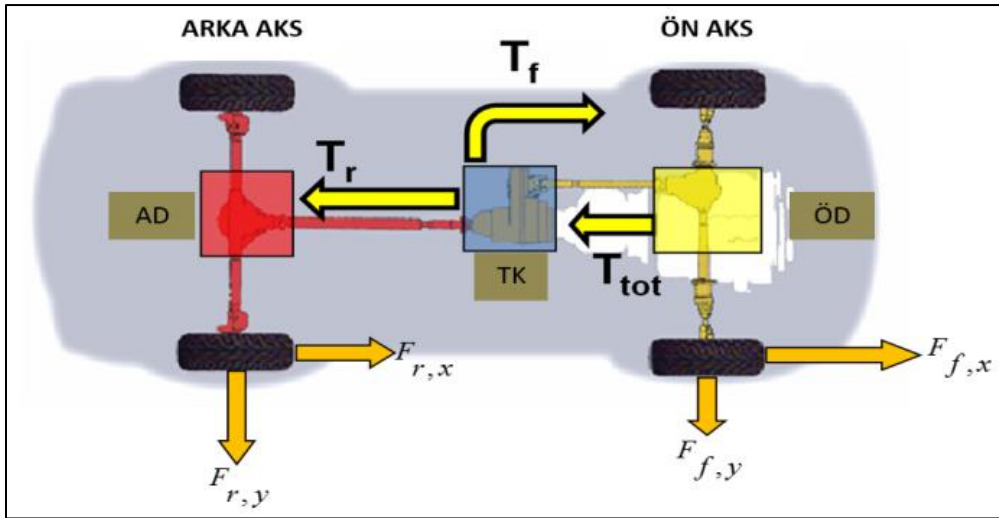
Genel olarak üç tip aktif tork aktarma sisteminden söz edilebilir, bunlar; bu tez çalışmasında yönelinen, merkezi diferansiyel, sınırlı kaymalı (veya kilitli) diferansiyel ve tork yönlendirmeli kontrol sistemidir [23].

1.1.2.1. Aktif Merkezi Diferansiyel

Motorun ürettiği toplam torku ön ve arka aksa aktarmaktadır. Aracın kararlılığında bir değişme olduğunda önden arkaya yahut arkadan öne tork aktarımını kontrol etmektedir. Araçtaki konumu Şekil 1.2'de görülmektedir.



Şekil 1.2. Merkezi Diferansiyel



Şekil 1.3. Akslara Tork Aktarımı (AD: Arka Diferansiyel, ÖD: Ön Diferansiyel, TK: Transfer Kutusu) [20].

Şekil 1.3'te görüldüğü gibi motordan gelen ve vites kutusundan geçen toplam torku, T_{tot} , transfer kutusu, T_f ve T_r olmak üzere, ön ve arka aksa aktarmaktadır [5][20].

Matematiksel olarak ifade edilirse:

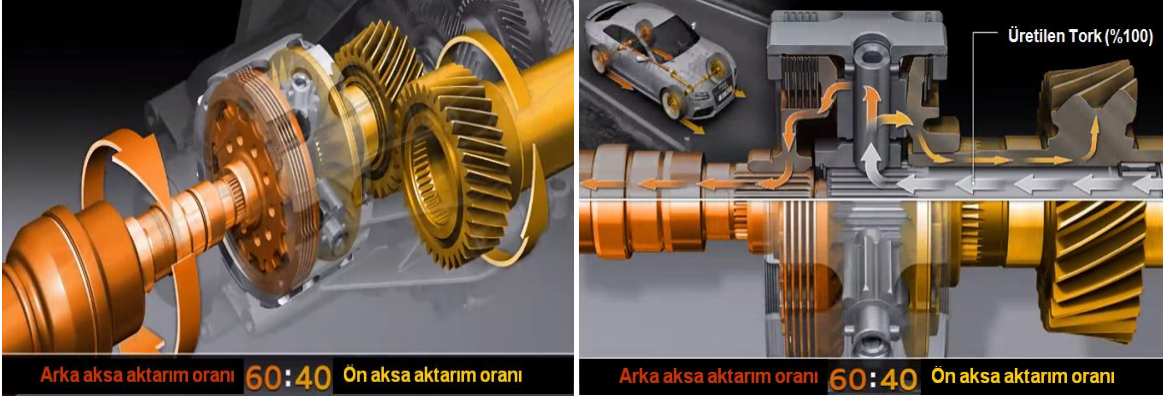
$$T_f = T_{tot} - T_{TK} \quad (1.1)$$

$$T_r = T_{TK} \quad (1.2)$$

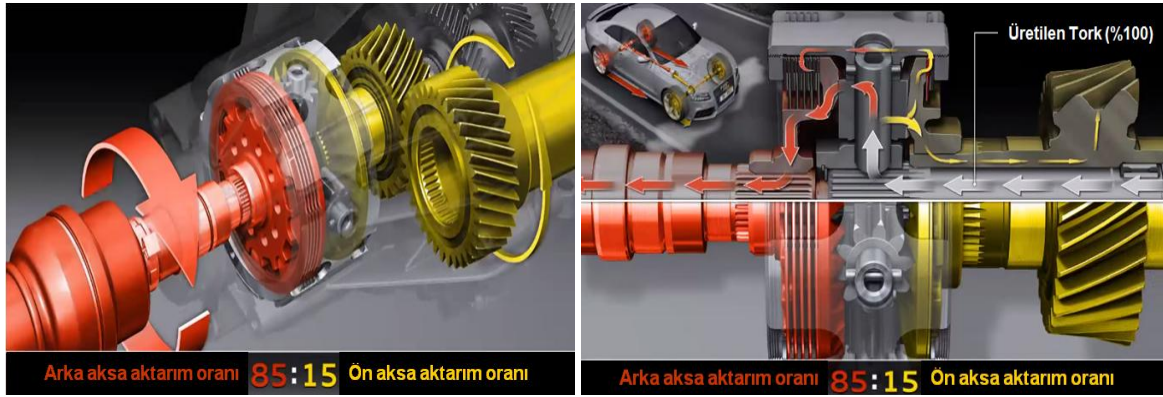
Tork aktarımının hangi oranda olacağını, aracın kararlılık durumuna göre belirleyecek bir algoritma ile aktif merkezi diferansiyel uygulaması gerçekleştirilebilir. Algoritma, aracın savrulma/kayma durumuna göre T_{TK} miktarını düzenlemelidir ve bu kontrol algoritmasının tasarımı tez çalışmasının konusunu teşkil edecektir.

1.1.2.2. Sınırlı Kaymalı (veya kilitli) Diferansiyel

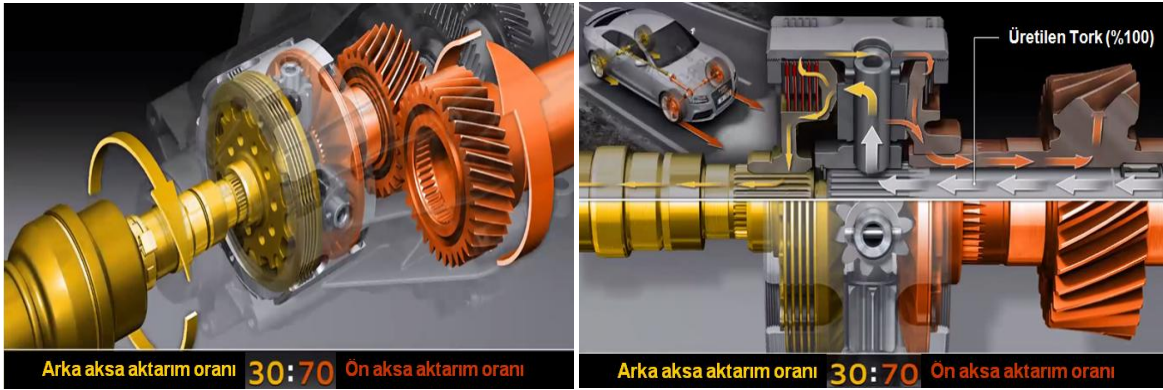
Özellikle arka aksta tekerlekler arasında kullanılır. Kilitlemeyi ve tork aktarımını dolayısıyla tekerleklerin birlerine göre hızlarını kontrol eden bir kavramaya sahiptir. Çalıştığı iki senaryodan bahsedilebilir: tekerleklerin farklı sürtünme katsayılı yüzeylerde bulunuyor olması ve virajlarda arkadan kopma durumu. Üç modla çalışır. İlk mod klasik açık diferansiyellerde olduğu gibi tekerleklerin ayrı hızlarda dönmesine imkan verir. Viraj alırken dış tekerleğin içtekinden daha hızlı dönmesi beklenir. Kararlı seyreden bir sürüşte kavrama açıktır. Eğer dıştaki tekerlek olması beklenenden fazla hızlanıyorsa, kavrama, kilitlenir, torkun bir kısmını içteki tekerleğe aktararak arkadan kopmaya başlayan aracın daha fazla önden kopma eğilimine geçmesini sağlar. Bilindiği gibi, önden kopma olgusu, sürücüye dümenleme ile araç hakimiyeti sağlamaktadır. Dolayısıyla, sistem virajda olası bir savrulmayı kontrol altına alabilmesi için sürücüye zaman kazandırır. Tekerlekler arasındaki tork farkı, kavramanın tork limitini geçmeye başladığında, kavramanın yeniden açılması ise son modudur. Yine tekerleklerden biri daha az sürtünmeli bir yüzey üzerinde ise örneğin, bir taraf buzlu diğer taraf kuru zeminde ise diferansiyel kaygan zemindeki tekerlek üzerindeki torkun bir kısmını kuru zemine aktaracaktır. Şekil 1.4, Şekil 1.5 ve Şekil 1.6 (Audi Quattro'dan) tork aktarımı gereksinimini görsel olarak vermektedir:



Şekil 1.4. Normal sürüş durumunda ön-arka aksa tork aktarımı



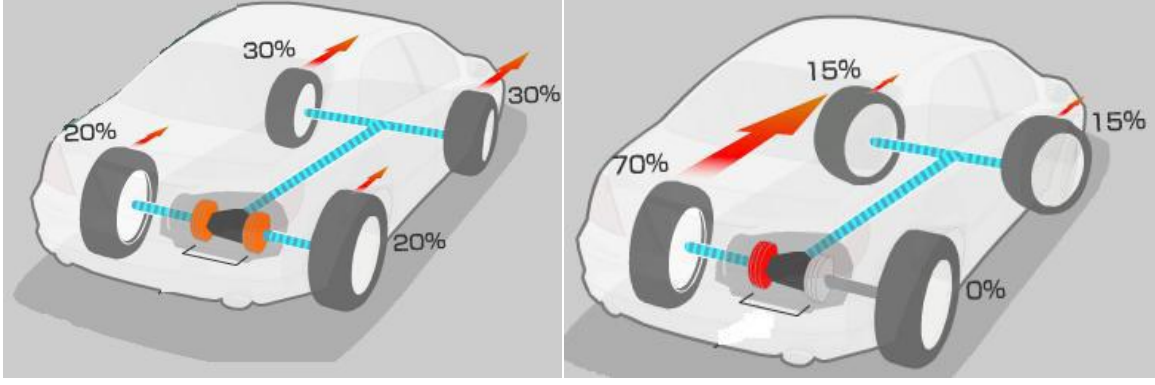
Şekil 1.5. Ön tekerlekte kayma gözleendiğinde: ön-arka aksa tork aktarımı



Şekil 1.6. Arka tekerlekte kayma gözleendiğinde: ön-arka aksa tork aktarımı

1.1.2.3. Tork Yönlendirmeli Kontrol

Tork, gerektiğinde, değişen oranlarda, hem bir merkezi diferansiyelle ön ve arka akslara hem de aks üzerinde sağ ve sol tekerleklere aktarılır (Şekil 1.7). Yalnızca arkadan kopma durumunda, içteki yavaş tekerleğe aktarım sağlamakla kalmaz, merkezi diferansiyelle de tork aktarımı değiştiğinden önden kopma hadisesinde de etkindir. Dolayısıyla istenilen sürüş kararlılığını ve yol tutuşu performansını arttırmaktadır.



(a)

(b)

Şekil 1.7. (a)Normal sürüş durumunda, (b)Virajda arkadan kopma eğilimi

Diferansiyellerin elektronik, elektrohidrolik, elektromekanik ve elektromanyetik türleri bulunabilmektedir.

Yukarıda bahsedilen aktif diferansiyellerin faydaları, genel olarak, şöyle özetlenebilir:

- Akıllı tork aktarımı
- Daha iyi sürüş dinamiği özellikleri
- Yüksek performans ve yol tutuşu
- Akıcı hareket/sürüş
- Aktif sürüş güvenliği
- Konforlu sürüş

1.1.3 Aktif Merkezi Diferansiyel ve Diğer Kontrol Sistemleri

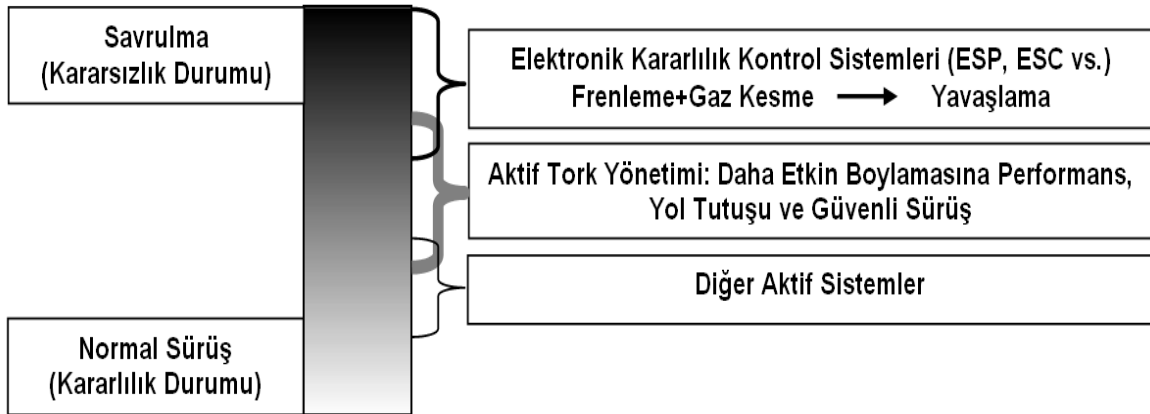
Güvenli sürüş ve iyi yol tutuşu için aracın kararlılığının sağlanması noktasında, aktif merkezi diferansiyelin, ESP, ABS, VDC gibi sistemlere alternatif olarak sunulmasının temelinde, daha önce de söylendiği gibi bu sistemlerin tümü araç kontrolünü 'frenleme' ile sağlarken aktif merkezi diferansiyelin ön ve arka akslara aktarılacak tork miktarını düzenlemesi kısacası 'tork aktarımı' prensibi ile çalışması vardır. Frenleme, hızını artırırken veya en azından korurken sürücünün güvenli sürüş talebinin karşılanmasına engeldir. Dolayısıyla, bir virajda yahut ani manevrada aracın boylamasına başarımı düşecektir. Sürtünmenin azalması durumunda ise aracı durdurmak tek çare haline gelebilir. Aktif merkezi diferansiyel ise yol tutuşunu yalnızca tork miktarı değişimi ile sağlayacağından hızlanmaya

engel değildir, sürücüye aracı kontrol ediyor olma hissini verir ve boylamasına başarımı yüksektir. Çizelge 1.1'de özetlenmektedir.

Araç, eğer kontrolden çıkmışsa, artık yavaşlama ve durma istenecektir. Dolayısıyla bu noktada frenleme ile kontrol sağlayan sistemlerin daha etkin olacağı söylenir. ESP gibi sistemlerin, aktif diferansiyel ile birlikte kullanımının yol tutuşu ve araç kararlılığını optimal düzeyde sağlayabileceğinin savunulması da dikkate değerdir [23]. Şekil 1.8'deki diyagram kontrol sistemlerinin bahsedilen etkinlik alanlarını göstermekte ve aktif tork yönetiminin bir alternatif olarak önemini vurgulamaktadır [23].

Çizelge 1. 1. Araç kontrol sistemleri ve aktif merkezi diferansiyel karşılaştırması

Durum	ESP, ABS	Aktif Merkezi Diferansiyel
Kararlılık	frenleme ile	akslara aktarılabacak tork miktarını ayarlayarak
Sürtünmenin ekstrem ölçüde azaldığı durumlarda ($\mu \sim 0$)	savrulma, kayma veya uzun fren mesafesi	çabuk toparlama, iyi yol tutuşu
Boylamasına dinamik başarımı	düşük	yüksek



Şekil 1.8. Araç kontrol sistemlerinin etkin çalışma bölgesi

1.2. Tezin amacı

Söz edildiği gibi, hızla seyreden, bir aracın kayganlaşan yolda veya bir viraja girerken, kararlılığını koruması önemlidir. İyi bir yol tutuşunu gerçekleştirmek için uygulanan mevcut yaygın kullanımı olan kontrol sistemleri frenleme prensibiyle araca müdahale etmekte, bu nedenle, aracı yavaşlatarak sürücünün makul hızlanma talebini kırmakta, boylamasına başarımı ve performansı düşürmektedir.

Buna göre özet olarak çalışmanın amacı:

Performansından en az ödün vermek kaydıyla; aracın

- Yol tutuşunu,
- Manevra kabiliyet ve kararlılığını arttıracak;
- Sürücü davranışı ve araç tepkisini azami seviyede uyumlu kılarak;
- Aktif güvenliği sağlayacak;
- Ve nihayetinde frenlemeyle kontrol yapan sistemlere karşı güçlü bir alternatif teşkil edecek

merkezi diferansiyel için aktif kontrol algoritması tasarlamaktır.

Bu tezde; merkezi bir diferansiyel üzerinden yapılacak tork aktarımının kontrolünü, belirli bir aralıkta değişen hıza karşı dayanıklı kalarak başarıyla gerçekleştiren, sözü geçen, frenlemeyle kontrol yapan sistemlere karşı güçlü bir alternatif teşkil edecek, daha düşük maliyetli, ileri sürüş ihtiyaçlarıyla örtüşen ve kullanışlı bir algoritma geliştirilerek, araç yalpa dinamiğinin kararlı davrandığı, yol tutuşundaki iyileşmenin ve dolayısıyla yüksek aktif güvenlik gereksinmelerinin sağlandığı gösterilmeye çalışılacaktır.

1.3. Tezin İçeriği

Aracın dinamik modeli belirlenmiş ve oluşturulacak kontrol algoritmasının gerisindeki teoriler verilmiştir (Bölüm 2). Merkezi diferansiyelden ön ve arka akslara tork aktarımı modeli, modelin işletim noktaları ve bu noktalarda hıza karşı dayanıklılık sağlamak üzere doğrusallaştırılmış sistemin çalışması açıklanmıştır (Bölüm 3). Kontrolcü tasarımında LMI ile kutup yerleştirme yöntemi kullanılmış; P oranlı kontrolcü ile araç yalpa oranı için referans değer takibi sağlanmış; farklı işletim noktalarında çalıştırılan sistemler arasında her durumda kararlı kalmak koşuluyla yapılacak çoklu model geçişleri için kontrol mimarisi oluşturulmuştur (Bölüm 4). Son olarak, Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuş benzetimlerden alınan sonuçlar (Bölüm 5) ve genel olarak (Bölüm 6) çalışma değerlendirilmiştir.

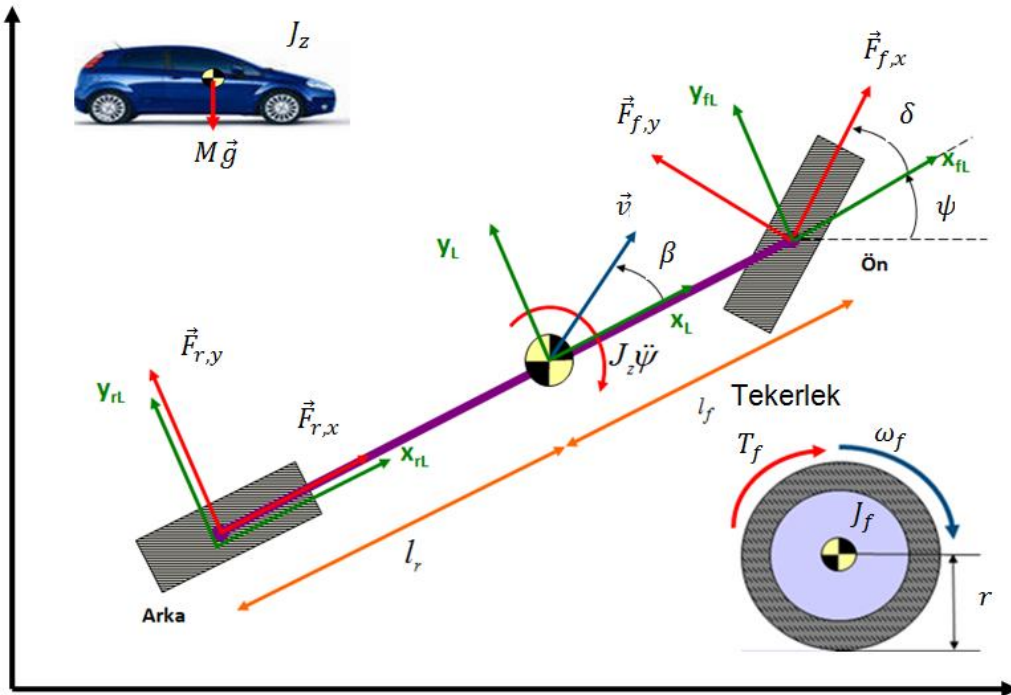
2. MATEMATİKSEL MODEL

2.1. Giriş

Araç dinamiği literatüründe yer bulduğu şekliyle, benzetimlerde kullanılacak matematik model, moment ve düzlem kuvvetleri içeren aracın dinamik denklemleri ile kuvvetlerin düzlemsel kararlılığa (yol tutuşuna) etkisinde belirleyici olacak lastik modelinden oluşacaktır.

2.1.1 Aracın Dinamik Modeli

Araç için kullanılacak model savrulma dinamiğini en iyi şekilde ifade edebilirken mümkün olduğunca da basit olmalıdır. Çok ve karmaşık parametrelerden arınmış olarak aracın çekiş ve fren yani boylamasına dinamikleri ile viraj alma/dönüş yani yanal dinamiklerini özetleyebilmelidir. Matematiksel çözüme kolayca ulaşılabilmesi için doğrusallaştırılabilir ve doğrusal olmayan modele benzer sonuçlar üretebilecek operasyon bölgelerinde iyi çalışmalıdır. Bu bağlamda, aracın dinamik modellenmesinde sıkça kullanılan 'bisiklet modeli', bu çalışmada formülasyonlara kaynaklık edecek model olarak belirlenmiştir. Bisiklet modeli araç merkezi doğrultusunda ön ve arka aksta birer tekerlek varmış gibi araç sistemini özetler. Aracın doğrusal hız vektörü, Şekil 2.1'de gösterildiği gibi, aracın β kadar bir açıyla kaydığı dikkate alınarak ifade edildiğinden model β -bisiklet modeli olarak anılmaktadır.



Şekil 2.1. β -araç modeli

Modelde

- Arka tekerleklerde dümenlemenin olmadığı
- Ön ve arka tekerleklerin aynı yarıçapta olduğu
- Devrilme durumu olarak anılan yanal yük aktarımının (soldan/sağdan sağa/sola) etkisinin olmadığı
- Yunuslama durumu olarak anılan boylamasına yük aktarımının (önden/arkadan arkaya/öne) etkisinin olmadığı
- Süspansiyon etkisinin etkisinin olmadığı

varsayılır.

Doğrusal hareket denklemleri x ve y eksenleri doğrultusunda elde edilir:

$$M\ddot{x} = F_{f,x} \cos(\psi + \delta) - F_{f,y} \sin(\psi + \delta) + F_{r,x} \cos \psi - F_{r,y} \sin \psi \quad (2.1)$$

$$M\ddot{y} = F_{f,x} \sin(\psi + \delta) + F_{f,y} \cos(\psi + \delta) + F_{r,x} \sin \psi + F_{r,y} \cos \psi \quad (2.2)$$

z eksenini etrafında moment denklemi yazılır:

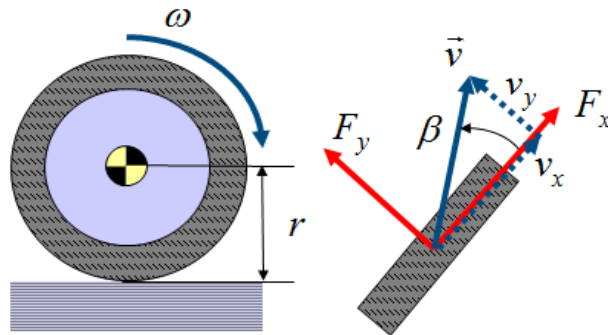
$$J_z \ddot{\psi} = F_{f,x} l_f \sin \delta + F_{f,y} l_f \cos \delta - F_{r,y} l_r \quad (2.3)$$

Tekerleklerin moment denklemlerinin eklenmesiyle matematiksel model tamamlanır:

$$J_f \dot{\omega}_f = T_f - F_{f,x} r \quad (2.4)$$

$$J_r \dot{\omega}_r = T_r - F_{r,x} R \quad (2.5)$$

Boylamasına kayma ve yanal kayma açısı burada önemli iki tanımdır:



Şekil 2.2. Boylamasına kayma ve yanal kayma açısı parametreleri

Boylamasına kayma şöyle verilir:

$$\lambda = \frac{\omega r - v_x}{v_x} \quad (2.6)$$

Tekerlek dönerken, bir miktar da tekerlek doğrultusunda kayacaktır. Denklem bu kaymanın ölçüsüdür. Tekerleğin açısal hızı sıfırlandığında oran 1 olur ve bu tekerleğin kilitlenerek, dönmeyip, yalnızca kaydığını ifade eder. Denklik ön ve arka tekerlekler için ayrı ayrı ifade edildiğinde:

$$\lambda_f = \frac{\omega_f r - (v_{f,xL} \cos \delta + v_{f,yL} \sin \delta)}{v_{f,xL} \cos \delta + v_{f,yL} \sin \delta}, \lambda_r = \frac{\omega_r r - v_{r,xL}}{v_{r,xL}} \quad (2.7)$$

Aracın yanal kayma açısı şekilden de anlaşıldığı gibi doğrusal hızın bileşenlerinin oranıdır ve şöyle verilir:

$$\beta = \arctan \frac{v_y}{v_x} \quad (2.8)$$

Lastiklerdeki yanal kayma açısı ön ve arka tekerlekler için ayrı ayrı ifade edildiğinde:

$$\alpha_f = \arctan \left(\frac{v_{f,yL}}{v_{f,xL}} \right) - \delta, \alpha_r = \arctan \left(\frac{v_{r,yL}}{v_{r,xL}} \right) \quad (2.9)$$

Eşitliklerde geçen hız ve kuvvetler:

$$v_{f,xL} = v \cos \beta, v_{f,yL} = v \sin \beta + l_f \dot{\psi} \quad (2.10)$$

$$v_{r,xL} = v \cos \beta, v_{r,yL} = v \sin \beta - l_r \dot{\psi} \quad (2.11)$$

Buna göre Eşitlik 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 ve 2.5 düzenlendiğinde durum denklemleri Eşitlik 2.12, 2.13, 2.14, 2.15 ve 2.16'daki gibi ifade edilir. Eşitliklerin türetilmesinin detayları Ek A'da verilmiştir.

$$\dot{v} = \frac{F_{f,x} \cos(\delta - \beta) - F_{f,y} \sin(\delta - \beta) + F_{r,x} \cos \beta + F_{r,y} \sin \beta}{M} \quad (2.12)$$

$$\dot{\beta} = \frac{F_{f,x} \sin(\delta - \beta) + F_{f,y} \cos(\delta - \beta) - F_{r,x} \sin \beta + F_{r,y} \cos \beta}{Mv} - \dot{\psi} \quad (2.13)$$

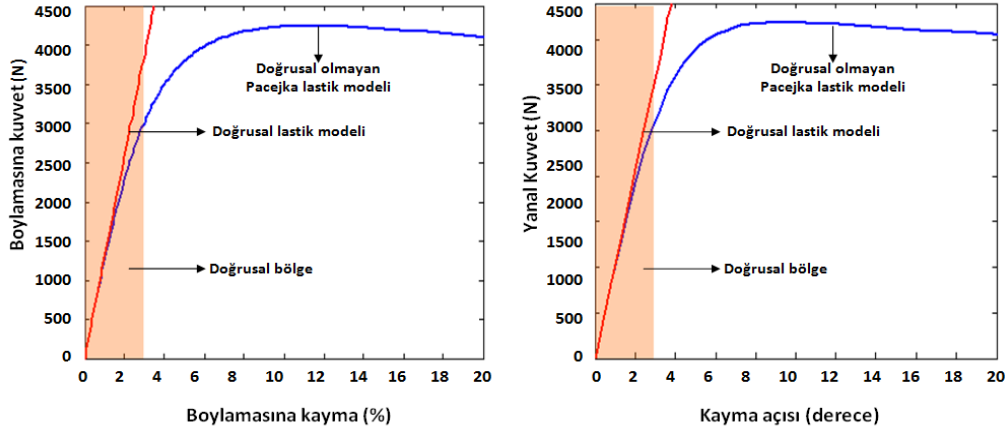
$$J_z \ddot{\psi} = F_{f,x} l_f \sin \delta + F_{f,y} l_f \cos \delta - F_{r,y} l_r \quad (2.14)$$

$$J_f \dot{\omega}_f = T_f - F_{f,x} r \quad (2.15)$$

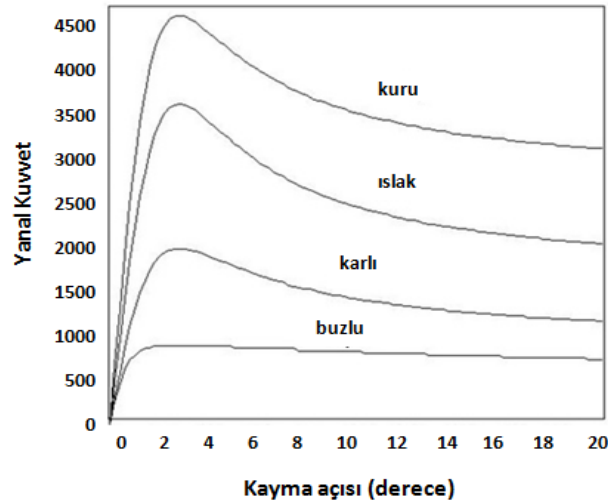
$$J_r \dot{\omega}_r = T_r - F_{r,x} r \quad (2.16)$$

2.1.2 Lastik Modeli

Aracın dinamik modeli denklemlerinde geçen boylamasına ve yanal kuvvetleri lastikler üretmektedir. Ne var ki, bu kuvvetlerin, üretilmesini sağlayan kaymalar ile ilişkileri her zaman doğrusal değildir (Şekil 2.3). Dahası mevcut ilişki, lastiğin fiziki durumu, sertliği ya da katılığı, üzerindeki yük miktarı ve yüzey sürtünmesi gibi etkenlerle değişmektedir (Şekil 2.4).



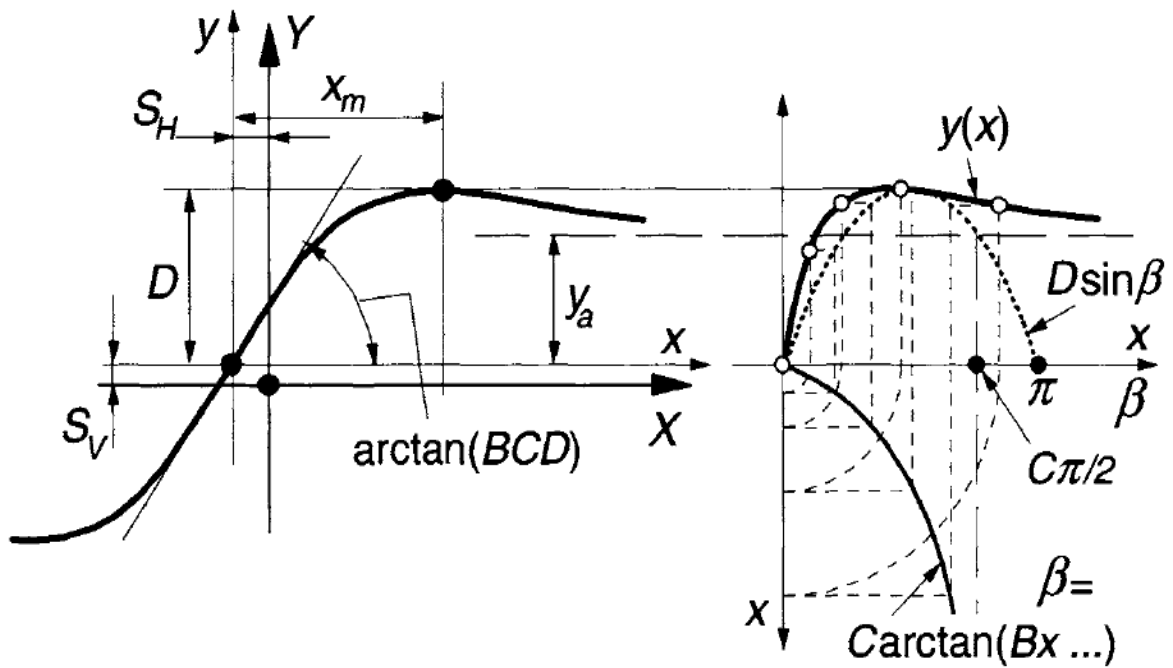
Şekil 2.3. Bir araç lastiğinin karakteristiği: Boylamasına Kayma-Boylamasına Kuvvet ve Yanal Kayma Açısı-Yanal Kuvvet grafikleri



Şekil 2.4. Zeminin durumu ile Yanal Kayma Açısı-Yanal Kuvvet değişimi

Literatürde, kuvvet-kayma ilişkisini veren bir çok model bulmak mümkündür. Temelde, analitik ve ampirik modeller olmak üzere iki ana başlıkta verilmektedirler. Analitik modeller lastik ile yol arasındaki ilişkiyi mekanik olarak açıklamaya çalışan son derece karmaşık matematiksel modeller içerir. Bu yönüyle, aracın dinamik

davranışının analizinde ve kontrol sistemlerinin geliştirilmesinde kullanılması zordur. Ampirik modeller ise testlerle elde edilen lastik davranışını basit bir takım yöntemlerle formülize etmeye çalışır. Ampirik modellerin en çok bilineni test verilerini, bir seri trigonometrik fonksiyonla lastik davranışı karakterizasyonunda kullanan, Magic formula olarak bilinen Pacejka lastik modelidir [24] (Şekil 2.5). Bu, kayma-kuvvet grafiklerinde görülen doğrusal bölgenin de ötesinde başka bir deyişle büyük kayma açılarındaki daha geniş işletim şartlarına olanak tanıyan bir modeldir. Çalışmada da, başarımı nedeniyle, sıkça kullanılan bu model baz alınmıştır.



Şekil 2.5. Pacejka Lastik Modeli'nin türetildiği parametrelerle ifade edilen trigonometrik eğri (Magic Formula'yı üreten orjinal sinüs eğrisi)

Çalışmanın temeli olan tork aktarımı konusunun teorisini teşkil eden, Bölüm 2.2'de bahsedilen, sürtünme çemberi kavramı dikkate alındığında, Magic Formula'nın, boylamasına ve yanal kuvvetlerin her ikisini de üretmesi gerekir. Bileşik kayma modeli olarak anılan bu modelle birlikte Magic formula denklemleri aşağıdaki gibi yazılır:

Boylamasına kuvvet için eşitlikler:

$$F_{x0} = D_x \sin(C_x \arctan\{B_x(1 - E_x)(\lambda_x) + E_x \arctan[B_x(\lambda_x)]\}) + S_{vx} \quad (2.17)$$

Eşitlik 2.17'de geçen $B_x, C_x, D_x, E_x, S_{vx}$ katsayıları dik tekerlek yükü F_z ve tekerlek kamber açısına bağlıdır. Bu çalışmada kamber açısının sifıra eşit olduğu kabul edilmektedir. Bu katsayıların değerleri her bir lastik için deneysel olarak elde edilen bir dizi κ ve p katsayılarının fonksiyonu olarak ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned}
\lambda_x &= \lambda + S_{Hx} \\
D_x &= \mu_x F_z \\
C_x &= p_{C_{x1}} \kappa_{C_x} \\
E_x &= (p_{E_{x1}} + p_{E_{x2}} df_z + p_{E_{x3}} df_z^2) (1 - p_{E_{x4}} \text{sign}(\lambda_x)) \kappa_{E_x} \\
B_x &= \frac{K_{x\lambda}}{C_x D_x + \varepsilon_x} \\
\mu_x &= \frac{p_{D_{x1}} + p_{D_{x2}} df_z}{1 + \kappa_{\mu v} \lambda v / v_0} \kappa_{\mu x} \\
S_{Hx} &= (p_{H_{x1}} + p_{H_{x1}} df_z) \kappa_{Hx} \\
df_z &= \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \\
K_{x\lambda} &= F_z (p_{K_{x1}} + p_{K_{x2}} df_z) \exp(p_{K_{x3}} df_z) \kappa_{K_{x\lambda}} \\
S_{vx} &= F_z (p_{V_{x1}} + p_{V_{x2}} df_z) \kappa_{V_x} \kappa'_{\mu x} \\
\kappa'_{\mu x} &= (10 \kappa_{\mu x} / (1 + 9 \kappa_{\mu x}))
\end{aligned} \tag{2.18}$$

$G_{x\alpha}$ ağırlık çarpanı olmak üzere boylamasına kuvvet için bileşik kayma modeli eşitlikleri:

$$\begin{aligned}
F_x &= G_{x\alpha} F_{x0} \\
G_{x\alpha} &= \cos[C_{x\alpha} \arctan\{B_{x\alpha} \alpha_S - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} \alpha_S - \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S))\}] / G_{x\alpha 0} \\
G_{x\alpha 0} &= \cos[C_{x\alpha} \arctan\{B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha}))\}] \\
\alpha_S &= \alpha^* + S_{Hx\alpha} \\
\alpha^* &= \tan(\alpha) \\
B_{x\alpha} &= (r_{Bx1}) \cos[\arctan(r_{Bx2} \lambda)] \\
C_{x\alpha} &= r_{Cx1} \\
E_{x\alpha} &= r_{Ex1} + r_{Ex2} df_z \\
S_{Hx\alpha} &= r_{Hx1}
\end{aligned} \tag{2.19}$$

Burada r_B, r_C, r_E ve r_H terimleri lastiğe özgü katsayılardır.

Yanal kuvvet için eşitlikler:

$$F_{y0} = D_y \sin(C_y \arctan\{B_y (1 - E_y)(\alpha_y) + E_y \arctan[B_y(\alpha_y)]\}) + S_{vy} \tag{2.20}$$

Burada;

$$\alpha_y = \alpha^* + S_{Hy}$$

$$D_y = \mu_y F_z$$

$$C_y = p_{C_{y1}} \kappa_{C_y}$$

$$E_y = (p_{E_{y1}} + p_{E_{y2}} df_z) (1 - p_{E_{y3}} \text{sign}(\alpha_y)) \kappa_{E_y}$$

$$B_y = \frac{K_{y\alpha}}{C_y D_y + \varepsilon_y}$$

$$\mu_y = \frac{p_{D_{y1}} + p_{D_{y2}} df_z}{1 + \frac{\kappa_{\mu V} v_S}{v_o}} \kappa_{\mu y}$$

$$S_{Hy} = (p_{H_{y1}} + p_{H_{y2}} df_z) \kappa_{Hy}$$

$$K_{y\alpha} = p_{K_{y1}} F'_{z0} \sin(2 \arctan(\frac{F_z}{p_{K_{y2}} F'_{z0}}))$$

$$S_{vy} = F_z (p_{V_{y1}} + p_{V_{y2}} df_z) \kappa_{V_y} \kappa'_{\mu y}$$

(2.21)

$G_{y\lambda}$ ağırlık çarpanı olmak üzere boylamasına kuvvet için bileşik kayma modeli eşitlikleri:

$$F_y = G_{y\kappa} F_{y0} + S_{Vy\lambda}$$

$$G_{y\lambda} = \cos[C_{y\lambda} \arctan\{B_{y\lambda} \lambda_S - E_{y\lambda} (B_{y\lambda} \lambda_S - \arctan(B_{y\lambda} \lambda_S))\}] / G_{y\lambda 0}$$

$$G_{y\lambda 0} = \cos[C_{y\lambda} \arctan\{B_{y\lambda} S_{Hy\lambda} - E_{y\lambda} (B_{y\lambda} S_{Hy\lambda} - \arctan(B_{y\lambda} S_{Hy\lambda}))\}]$$

$$\lambda_S = \lambda + S_{Hy\lambda}$$

$$B_{y\lambda} = r_{By1} \cos [\arctan \{r_{By2} (\alpha^* - r_{By3})\}]$$

$$C_{y\lambda} = r_{Cy1}$$

$$E_{y\lambda} = r_{Ey1} + r_{Ey2} df_z$$

$$S_{Hy\lambda} = r_{Hy1} + r_{Hy2} df_z$$

$$S_{Vy\lambda} = D_{Vy\lambda} \sin[r_{Vy5} \arctan(r_{Vy6} \lambda)]$$

$$D_{Vy\lambda} = \mu_y F_z (r_{Vy1} + r_{Vy2} df_z) \cos [\arctan (r_{Vy4} \alpha^*)]$$

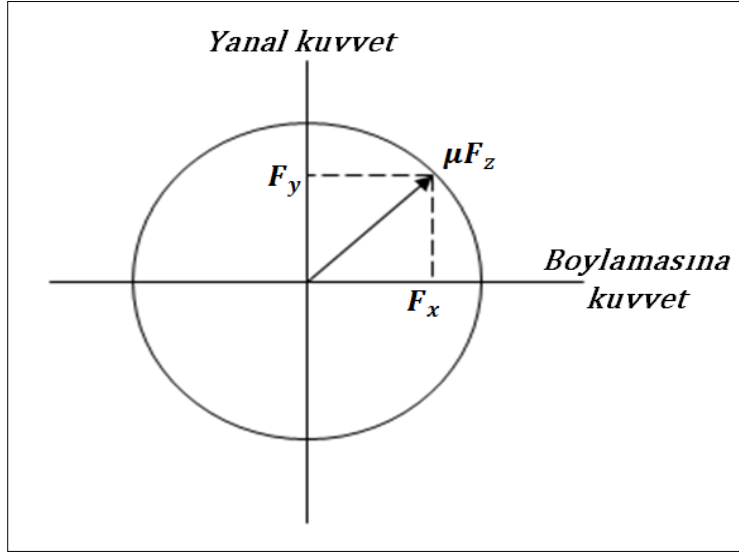
(2.22)

Burada, r_B , r_C , r_E , r_H ve r_V terimleri lastiğe özgü katsayılarıdır.

2.2. Sürtünme Çemberi Kavramı

Bir lastikte boylamasına F_x ve yanal F_y kuvvet vektörlerinin bileşkesinin değeri, sürtünme katsayısı ile tekerleğe binen dik yükün (F_z) çarpımından büyük olamaz. Bu basit eşitsizlik sürtünme çemberiyle ifade edilir [25].

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z \quad (2.23)$$



Şekil 2.6. Sürtünme Çemberi

Buna göre boylamasına kuvvet arttığında, yanal kuvvet veya yanal kuvvet arttığında, boylamasına kuvvet düşecektir. Bu prensip çalışmanın da temeli olan tork aktarımı için bu kuvvetlerin miktarının belirlenmesini sağlayacaktır.

Bu kavramın işlevi, Bölüm 2.3'te açıklanan, Tork Aktarımı bahsinde ayrıntılandırılmıştır.

2.3. Yol Tutuşu ve Tork aktarımı

Akslara aktarılan tork miktarı, boylamasına kuvveti ve üretilecek yanal kuvveti değiştirerek yol tutuşunu etkiler. Bu etki, önden ve arkadan kopma (savrulma) hadiselerini meydana getirir. Sürtünme çemberi dikkate alındığında anlaşılmaktadır ki; bir tekerlek üzerindeki boylamasına kuvvet arttığında, yanal kuvvet veya yanal kuvvet arttığında boylamasına kuvvet düşecektir. Örneğin, ön aksa yapılan tork transferi, ön tekerlekteki boylamasına kaymayı ve boylamasına kuvveti arttıracak ve dolayısıyla yanal kuvveti düşürecektir. Eğer ön aksa aktarılan

bu tork, arka aksa aktarıldan daha fazla ise arka tekerlekteki boylamasına kuvvet düşüşü, ön tekerlektekinden daha az olacak ve yine bu nedenle ön tekerlekte üretilecek yanal kuvvet, arka tekerlektekinden daha fazla düşecektir. Bu şartlarda önden kopma hadisesi meydana gelirken, torkun arka aksa daha fazla aktarılması durumunda ise arkadan kopma meydana gelecektir. Şekil 2.7’de özetlenmiştir.

Öyleyse, bu çalışmanın yöneldiği üzere, merkezi diferansiyelle sağlanacak, tork transferini kontrol edecek bir algoritma geliştirildiğinde, önden ve arkadan kopma durumlarına, aktif frenlemeyle çözüm getirmeye çalışan; ABS, VDC, ESP gibi sistemlere karşılık önemli bir alternatif sunulmuş olacaktır [26].

Motorun sağladığı toplam tork T_{tot} olmak üzere

$$T_{tot} = T_f + T_r \quad (2.24)$$

Tork aktarımını düzenleyecek kontrol girdisi olarak bir u değişkeni belirlenmiştir ve çalışma aralığı şöyle tanımlanmıştır:

$$-0.5 < u < 0.5 \quad (2.25)$$

Buna göre, ön ve arka aksa aktarılan tork miktarını aşağıdaki eşitliklerle kontrol etmek mümkündür (bk. Şekil 1.3).

$$T_f = T_{tot}0.5 + T_{tot}u \quad (2.26)$$

$$T_r = T_{tot}0.5 - T_{tot}u \quad (2.27)$$



Şekil 2.7. Önden ve arkadan kopmanın meydana gelişini

3. SİSTEMİN DURUM UZAYI GÖSTERİMİ VE DOĞRUSALLAŞTIRILMASI

3.1. Giriş

Bölüm 2’de verilen araç dinamik modeli bu bölümde durum uzayı formuna getirilecektir. Doğrusal olmayan bu model için kayma açısı-yanal kuvvet grafiklerinden elde edilen işletim noktaları etrafında doğrusallaştırma yapılacaktır (Şekil 3.1).

3.2. Durum Uzayı Gösterimi

Aşağıdaki gösterimde; x durum vektörünü, u kontrol girdisini temsil etmektedir.

Durum uzayı bağlı olduğu değişkenlerin birer fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{x} = f(x, u) \Leftrightarrow \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \delta) \\ f_2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \delta) \\ f_3(x_1, x_2, x_3, x_4, \delta) \\ f_4(x_1, x_2, x_3, x_4, \delta, T_{tot}, u) \\ f_5(x_1, x_2, x_3, x_5, \delta, u) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Burada, sistemin sabit toplam torkla çalıştığı varsayılmaktadır ve dolayısıyla sistem, kontrol girdisi, u ve direksiyon açısı, δ ’nın etkisindedir.

3.3. Sistemin Doğrusallaştırması

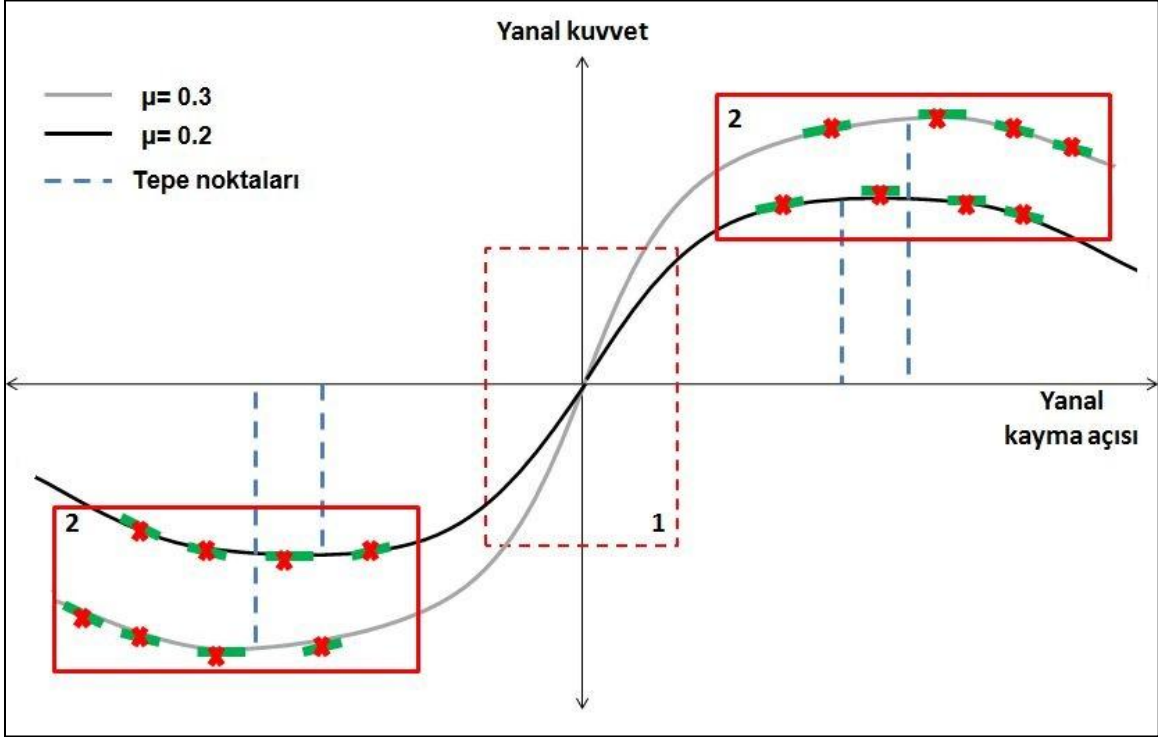
Sistemin, kayma-kuvvet grafiklerinde görülen, doğrusal davranışın olmadığı bölgelerde kontrol edilebilmesi için, söz konusu bölgeler, ayrı kontrolcü kazancına sahip, farklı modeller olarak ele alınmıştır; işletim noktaları Şekil 3.1’de görülmektedir. Kontrolcü tasarımı ile sistemin hıza karşı dayanıklılık sağlayacağı göz önüne alınarak, hız terimi parametrik bırakılacaktır. Bölüm 3.4’te hıza karşı dayanıklılıktan bahsedilecektir. Böylece, hız parametresine bağlı olan sistem durumları cinsinden durum vektörü Eşitlik 3.1; Eşitlik 3.2’deki gibi ifade edilecektir. Durum vektörü, x ve w bozucu büyüklük vektörü:

$$x = [\beta \quad \psi \quad w_f \quad w_r]^T \quad (3.2)$$

$$w = [\delta \quad T_{tot}]^T \quad (3.3)$$

Tekerleklere düşen dik yük aynı kalmak koşuluyla; iki farklı sürtünme katsayısı için, aracın doğrusal hızı v parametrik olarak bırakılırken; direksiyon açısı değiştirilerek kayma-kuvvet grafiğinde görülen (Şekil 3.1) işletim noktaları için

kayma değerleri ve yalpa oranları belirlenerek bu noktalar etrafında doğrusallaştırma yapılır (Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2). Şekil 3.1'de görüldüğü gibi bu çalışmada 16 işletim noktası etrafında doğrusallaştırma yapılmıştır. Dolayısıyla A_i olarak ifade edilecek 16 sistem olacaktır: $i = 1, 2, \dots, N$; $N=16$ 'dır.



Şekil 3.1. Etrafında sistem doğrusallaştırması yapılan işletim noktaları (1: Doğrusal bölge, 2:Doğrusal olmayan bölge)

Çizelge 3. 1. Hız 120 km/h iken Etrafında Sistem Doğrusallaştırması Yapılan Noktalar

$\mu=0.2$, tepe noktasında yanal kayma açısı $\alpha=2.16^\circ$			
A_i sistemine ait kontrolcü kazancı $i_{\mu=0.2} = 1, 2, \dots, 8$	Dümenleme Açısı (derece)	Yalpa Oranı ψ (radyan)	Kayma Açısı β (radian)
K_1	0.5	0.0577	-0.0192
K_2	1	0.06	-0.026
K_3	1.5	0.06	-0.028
K_4	2	0.062	-0.0225
K_5	-0.5	-0.0577	0.0192
K_6	-1	-0.06	0.026
K_7	-1.5	-0.06	0.028
K_8	-2	-0.062	0.0225
$\mu=0.3$, tepe noktasında yanal kayma açısı $\alpha=3.1^\circ$			
A_i sistemine ait kontrolcü kazancı $i_{\mu=0.2} = 9, 2, \dots, 16$	Dümenleme Açısı (derece)	Yalpa Oranı ψ (radyan)	Kayma Açısı β (radian)
K_9	0.5	0.0709	-0.0204
K_{10}	1	0.0881	-0.0329
K_{11}	1.5	0.0892	-0.0348
K_{12}	2	0.0885	-0.0342
K_{13}	-0.5	-0.0709	0.0204
K_{14}	-1	-0.0881	0.0329
K_{15}	-1.5	-0.0892	0.0348
K_{16}	-2	-0.0885	0.0342

Çizelge 3. 2. Hız 180 km/h iken Etrafında Sistem Doğrusallaştırması Yapılan Noktalar

$\mu=0.2$, tepe noktasında yanal kayma açısı $\alpha=2^\circ$			
A_i sistemine ait kontrolcü kazancı $i_{\mu=0.2} = 1, 2, \dots, 8$	Dümenleme Açısı (derece)	Yalpa Oranı ψ (radyan)	Kayma Açısı β (radian)
K_1	0.5	0.0391	-0.0223
K_2	1	0.04225	-0.0226
K_3	1.5	0.0422	-0.0225
K_4	2	0.0395	-0.0205
K_5	-0.5	-0.0391	0.0223
K_6	-1	-0.04225	0.0226
K_7	-1.5	-0.0422	0.0225
K_8	-2	-0.0395	0.0205
$\mu=0.3$, tepe noktasında yanal kayma açısı $\alpha=2.88^\circ$			
A_i sistemine ait kontrolcü kazancı $i_{\mu=0.2} = 9, 2, \dots, 16$	Dümenleme Açısı (derece)	Yalpa Oranı ψ (radyan)	Kayma Açısı β (radian)
K_9	0.5	0.0544	-0.0292
K_{10}	1	0.0589	-0.0331
K_{11}	1.5	0.0588	-0.0328
K_{12}	2	0.0552	-0.0318
K_{13}	-0.5	-0.0544	0.0292
K_{14}	-1	-0.0589	0.0331
K_{15}	-1.5	-0.0588	0.0328
K_{16}	-2	-0.0552	0.0318

3.4. Hıza karşı dayanıklı kontrolcü tasarımı

Hız doğrusallaştırma sırasında parametrik bırakıldığından sistem matrislerinin elemanları şimdi hıza bağlıdır. Örneğin, sistemlerden biri a_{nm} hıza bağlı elemanlarına sahip A_1 matrisi ele alınsın:

$$A_1 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

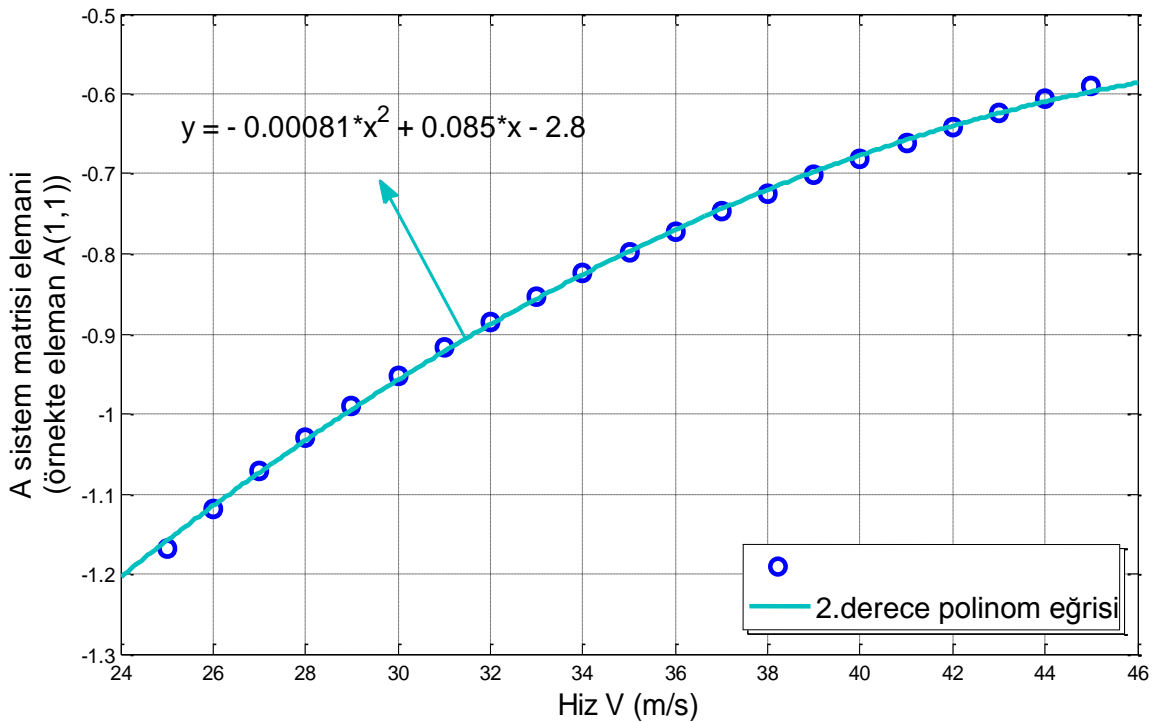
Matlab yardımı ile yapılan doğrusallaştırma işlemi sonucu hıza bağlı elemanlar A_1 matrisinin ilk elemanını örnek alan Çizelge 3.3'de görüldüğü gibi son derece karmaşıktır. Bu nedenle hız bağımlı sistem matrisi elemanlarına Matlab/cftool yardımı ile ikinci dereceden polinom eğriler uydurulmuştur. Sistem; polinomun hızın karesi ve hız terimi ($Y_{i,2}, Y_{i,1}$) ile sabit sayıyı (Y_i) içeren üç kısma ayrılmasıyla

ifade edilirken; girdi matrisi hıza bağlı değildir, dolayısıyla tüm sistemler için sabit, B_u , olarak gösterilmektedir. Burada, A sistem, B girdi matrislerini ve i indisi N adet sistemi ifade etmektedir. N adet sistem dümenleme açısındaki değişimlerle belirlenmektedir.

Çizelge 3. 3. $A_1(1,1) = a_{11}$ 'in Matlab Yardımıyla Doğrusallaştırılmış Fonksiyonu

a11=

$$\frac{-1.0 \cdot \left((1.42e-14 \cdot \sin(1.19 \cdot \arctan(1.0 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) + 1.12 \cdot \arctan(0.472 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) \right) / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - (0.0842 \cdot v \cdot \sin(1.19 \cdot \arctan(1.0 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) - 1.12 \cdot \arctan(0.472 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) / (3.68e-4 \cdot v + 1.0)^2 + (1.46 \cdot \cos(1.19 \cdot \arctan(1.0 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) - 1.12 \cdot \arctan(0.472 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) \cdot (5.0 \cdot \arctan(0.472 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) + 112.0 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1) - (1.12 \cdot (54.1 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1) + (0.0472 \cdot v) / ((3.68e-4 \cdot v + 1.0)^2 \cdot (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1)^2)) / (0.223 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1)^2 + 1.0) + (0.1 \cdot v) / ((3.68e-4 \cdot v + 1.0)^2 \cdot (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1)^2)) / ((3.68e-4 \cdot v + 1.0) \cdot ((1.12 \cdot \arctan(0.472 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))) - 1.0 / (1.45 / (3.68e-4 \cdot v + 1.0) - 0.1))^2 + 1.0) + 53.0) / v$$



Burada verilen örneğe göre:

$$A_1(1,1) = a_{11} \equiv y(x) \quad (3.5)$$

$$A_i = Y_{i,2}v^2 + Y_{i,1}v + Y_i, B_i = B_u \quad (3.6)$$

Örneğin A_1 sistemi ele alınsın ($i = 1$) :

$$A_1 = Y_{1,2}v^2 + Y_{1,1}v + Y_1 \quad (3.7)$$

$$Y_{1,2} = \begin{bmatrix} -0.0008782 & 2.977e - 006 & 7.76e - 008 & 6.306e - 008 \\ -0.0006928 & -0.0001394 & 6.5e - 007 & -6.632e - 007 \\ 0 & 0 & -0.04617 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.03485 \end{bmatrix}$$

$$Y_{1,1} = \begin{bmatrix} 0.1312 & -0.0004265 & -1.03e - 005 & -8.358e - 006 \\ 0.09725 & 0.02099 & -9.729e - 005 & 9.857e - 005 \\ 0 & 0 & 6.89 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 5.216 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$Y_1 = \begin{bmatrix} -6.476 & -0.9824 & 0.0003794 & 0.0003074 \\ 1.005 & -0.9434 & 0.00472 & -0.004757 \\ 0 & 0 & -339.1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -258.3 \end{bmatrix}$$

Kontrol tasarımında hızın değişken oluşu bir belirsizlik getirmektedir. Zira hız değeri alttan ve üstten sınırlı bir aralıkta tanımlanır $\underline{v} < v < \bar{v}$ ve bu aralıktaki değerleri alabilir. A ve B matrisleri $\theta_1 = v$ ve $\theta_2 = v^2$ zaman değişkeni parametrelerini içeren Y_i ötelemeli ilgin (afin) fonksiyonu olarak ifade edilerek belirsizlik giderilir [27]. θ_1 ve θ_2 parametreleri şu aralıkta sınırlıdır:

$$\underline{\theta}_1 < \theta_1 < \bar{\theta}_1, \underline{\theta}_2 < \theta_2 < \bar{\theta}_2 \quad (3.9)$$

Buarada:

$$\underline{\theta}_1 = \underline{v}, \bar{\theta}_1 = \bar{v}, \underline{\theta}_2 = \underline{v}^2, \bar{\theta}_2 = \bar{v}^2 \quad (3.10)$$

Buna göre sistem $\underline{v} \equiv v_{min}$ ve $\bar{v} \equiv v_{maks}$ aralığında hıza karşı dayanıklı olacaktır.

Değişen hızlar dikkate alındığında belirsizlik şöyle ifade edilir:

$$A_{i,1} = Y_{i,2}\bar{\theta}_2 + Y_{i,1}\bar{\theta}_1 + Y_i, A_{i,2} = Y_{i,2}\underline{\theta}_2 + Y_{i,1}\underline{\theta}_1 + Y_i$$

$$A_{i,3} = Y_{i,2}\underline{\theta}_2 + Y_{i,1}\bar{\theta}_1 + Y_i, A_{i,4} = Y_{i,2}\underline{\theta}_2 + Y_{i,1}\underline{\theta}_1 + Y_i \quad (3.11)$$

4. MERKEZİ DİFERANSİYELİN AKTİF KONTROLÜ İÇİN KONTROLCÜ TASARIMI VE ÇOKLU MODEL GEÇİŞİ

4.1. Giriş

Bölüm 3'te verilen, her bir işletim noktası etrafında yapılan doğrusallaştırma için birer sistem elde edilmektedir. Bu bölümde bu sistemlere ait kontrolcü kazancı değerleri, Doğrusal Matris Eşitsizlikleri ile elde edilecektir. Sürüş sırasında yapılan dümenleme ve yolun sürtünme katsayısındaki değişimler sistemler arasında geçiş yapılmasını gerekli kılmaktadır. Geçişin kararlı olması gerekmektedir ve kararlılık koşulu yine Doğrusal Matris Eşitsizlikleri ile gösterilecektir.

4.2. Doğrusal Matris Eşitsizlikleri (LMI)

Kontrol problemleri ile optimizasyon problemleri çoğunlukla iç içedir. Zira, başarıyla çalışacak bir kontrol sistemi oluşturulacaksa, kontrolcü parametreleri veya girdi sinyalleri, istenilen duruma göre özelleşmiş bir takım şartların tümünü, azami düzeyde sağlayacak bir optimizasyon probleminin sonuçları olmalıdır. Doğrusal Matris Eşitsizlikleri, (İngilizce: 'Linear Matrix Inequalities' ifadesinin lüateratürde geçen kısaltması olarak metinde 'LMI' şeklinde geçecektir.) LMI'lar, tam da bu doğrultuda, kontrol problemlerinin çözümde etkin matematiksel yaklaşımlardır ve son zamanlarda tasarımlarda öne çıkmaktadır. Her ne kadar LMI'ların analitik çözümleri mümkün değilse de numerik yaklaşımlarla sonuç elde etmek mümkündür. Numerik yaklaşımlar kullanarak çözüm yapan yazılım paketleri bu noktada oldukça faydalı olmaktadır. Bu yazılımlara tezdeki hesaplamalar için de kullanılmış, ticari olmayan YALMIP ve SEDUMI çözümcüleri örnek verilebilir.

Tanım 4.1:

Bir doğrusal matris eşitsizliği şöyle verilir [28]:

$$F(x) := F_0 + x_1 F_1 + \dots + x_n F_n < 0 \quad (4.1)$$

Burada F_0, F_1, \dots, F_n gerçel simetrik sistem matrisleri ve x_1, x_2, \dots, x_n bilinmeyen gerçel sayısal değişkenlerin vektörünü ifade eder. $F(x) < 0$ eşitsizliği $F(x)$ simetrik matrisinin negatif tanımlı, yani özdeğerlerinin negatif olduğu anlamına gelir. LMI iki durum oluşturur:

- 1) Fizibilite: Çözüm için gerçel x_1, x_2, \dots, x_n değerlerinin varlığının test edilebilirliğini ifade eder. Değerler mevcutsa, LMI problemi fizibil; mevcut değilse, fizibil değil diye nitelenir.

- 2) Optimizasyon: Eşitlik 3.12 bağlayıcı olmak üzere $c(x) := c_1x_1 + \dots + c_nx_n$ şeklinde ifade edilen bir maliyet fonksiyonunun asgarileştirilmesi durumu, bir LMI optimizasyonu problemi olarak ifade edilir.

Birçok kontrol uygulamasında vektör değişkeninden çok matris değişkenleri vardır. Buna göre eşitsizlik X bir matrisi ifade etmek üzere daha genel hale getirilebilir:

$$F(X) < 0 \quad (4.2)$$

Burada F bir ilgin (afin) fonksiyonudur.

Örnek 4.1: Simetrik bilinmeyen bir X matrisinin doğrusal dönüşümünü oluşturduğu ilgin fonksiyon için LMI şöyle verilsin:

$$F(X) = A^T X + X A + Q < 0 \quad (4.3)$$

Burada A ve $Q = Q^T$ birer gerçel kare matristir ve Q ilgin fonksiyonun ötelemesidir. Eşitlik 4.1'e göre;

$$\begin{aligned} F_0 &= Q \\ F_k &= A^T X_k + X_k A \\ X &= \sum_{k=1}^n x_k X_k \end{aligned} \quad (4.4)$$

olarak ifade edildiğinde eşitlik Eşitlik 4.1 'in genişletilmiş hali;

$$F(X) = Q + \sum_{k=1}^n x_k (A^T X_k + X_k A) \quad (4.5)$$

dir.

4.2.1 LMI'lerin Kararlılık Karakterizasyonu

Herhangi bir diferansiyel denklemin çözümüne ulaşmak için sistemin sabit kritik noktalarının biliniyor olması gerekir. Ancak, pek çok dinamik modelin diferansiyel denklem sistemi, doğrusal olmayan, karmaşık yapıda olduklarından, açık çözümlerini bulmak zordur. Bu nedenle, zaman sonsuza giderken çözümleri analiz etmek, sistem davranışını anlamakta yardımcı olacaktır. Bir diferansiyel denklemin tüm çözümlerinin yakınsadığı bir değer varsa, denklemini çözmeden yakınsamayı gözlemek için bir fonksiyonu tanımlanabilir. Bu fonksiyon Lyapunov Fonksiyonu olarak adlandırılır. Lyapunov fonksiyonu $V: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ aşağıdaki şekilde tanımlanır. U , sıfırın açık bir komşuluğu olmak üzere:

- 1) $V(0) = 0$,
 - 2) $V(x) > 0, \forall x \in U \setminus \{0\}$,
 - 3) $\dot{V}(x) = \frac{\partial v}{\partial x} \dot{x} < 0, \forall x \in U \setminus \{0\}$.
- (4.6)

Örnek 4.2:

Basit $\dot{x} = -x$ diferansiyel denklemi için 0'ın kritik nokta olduğu bellidir ve $V(x) = x^2$ gibi Lyapunov fonksiyonu tanımlanabilir. Eşitlik 4.6'da verilen 1. ve 2. şartların sağlandığı açıktır.

$\dot{V}(x) = \frac{\partial v}{\partial x} \dot{x} = 2x(-x) = -x^2$ ile de Eşitlik 4.6'daki 3. şartın sağlandığı görülür. Bu şekilde bir fonksiyon bulunabildiğinden Lyapunov Kararlılık Teoremine göre tüm çözümler 0'a yakınsamaktadır ve sistem Lyapunov kararlılığını sağlamaktadır denir. Kolayca görülebilmektedir ki x^2 parabolü içinde negatif türevin (3. şart) de ifade ettiği gibi tüm çözümler zaman sonsuza giderken 0 olana kadar aşağı doğru düşmektedir.

Kararlılığı sağlayacak Lyapunov fonksiyon şartları *Teorem 4.1* LMI fizibilitesi ile ilişkilendirilir:

Teorem 4.1: $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$ olmak üzere aşağıdaki ifadeler denktir:

- a) Orijin $\dot{x} = Ax$ eşitliği için kararlılık sağlayan bir denge noktasıdır.
- b) A 'nın bütün özdeğerleri karmaşık sayılar düzleminin solundadır. (A Hurwitz kararlılık koşulunu sağlar denir.)
- c) LMI $A^T X + XA < 0$ ve $X > 0$ fizibildir.

LMI'dan elde edilecek herhangi bir X matrisi ile doğrusal ikilenik bir Lyapunov fonksiyonu

$$V(x) := x^T X x \quad (4.7)$$

şeklinde yazılabilir. $x = 0$ için 1. Lyapunov fonksiyonu şartı sağlanır. 2. şartın sağlanabilmesi için $X > 0$ olmak zorundadır.

$$\frac{d}{dt} x(t)^T X x(t) = \dot{x}(t)^T X x(t) + x(t)^T X \dot{x}(t) = x(t)^T [A^T X + XA] x(t) \quad (4.8)$$

Eşitsizlik 4.8'e göre 3. şartın sağlanabilmesi için $A^T X + XA < 0$ olmak zorundadır. Dolayısıyla $A^T X + XA < 0$ ve $X > 0$ birlikte fizibil olarak çözüldüğünde (Teorem 4.1 c maddesi) sistem Lyapunov kararlı olacaktır.

Bu çalışmada LMI'lar kontrolcü kazancı hesabında kullanılacaktır. Kontrolcü kazancı sisteme pozitif geribesleme ile dahil olacaktır.

Yine bu çalışmada birden çok sistem elde edilecek ve LMI'ların tüm bu sistemler için çözülmesi beklenecektir.

Dolayısıyla Teorem 4.1-c maddesindeki LMİlar bu iki duruma uygun şekilde yeniden yazılmalıdır.

Yapılacakları basit bir örnek üzerinden vermek yararlı olacaktır:

Örnek 4.3

$\dot{x} = A_k x + B_k u$ durum uzayı gösterimiyle verilen k sayıdaki sistem için kararlılık sağlayacak bir kontrolcü kazancı, F , aranıyor ve pozitif geri beslemeli olarak girdi $u = Fx$ şeklinde veriliyor. $k = 1, \dots, 4$ olmak üzere sistem ve girdi matrisleri

$$A_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}, A_2 = \begin{bmatrix} -1 & 2 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$A_3 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, A_4 = \begin{bmatrix} 0 & 2 \\ 1 & -1 \end{bmatrix}, B_4 = \begin{bmatrix} 2 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Teorem 4.1'e göre $A^T X + XA < 0$ ve $X > 0$ eşitsizlikleri geribesleme ile şöyle yazılır:

$$(A_k + B_k F)^T X_k + X_k (A_k + B_k F) < 0 \text{ ve } X_k > 0$$

Burada hem F hem de X_k bilinmeyen olduğundan bu bir LMI düzenlemesi değildir. Ancak sistemlerin ortak çözümü için X_k değerleri aynı olmalıdır: $X_1 = \dots = X_4 = X$. $Y = X^{-1}$ ve $M = FY$ olarak alınırsa bilinmeyenlerin çarpımından gelen doğrusal olmama durumu giderilmiş olur. Dolayısıyla eşitsizlik, artık doğrusal bir matris eşitsizliği formundadır:

$$Y > 0, A_k Y + Y A_k^T + B_k M + M^T B_k^T < 0, k = 1, \dots, 4$$

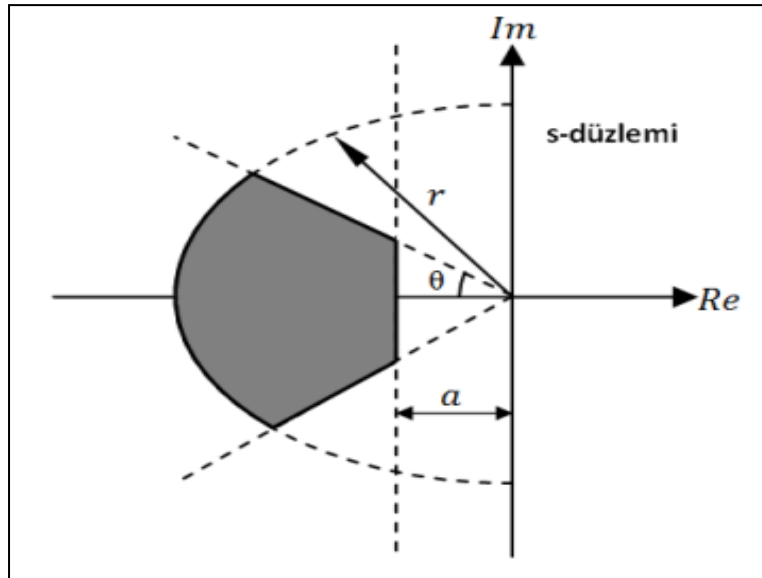
Dört sistem seti için yukarıdaki toplam beş eşitsizlik Y ve M için birlikte fizibil olarak çözülebildiğinde kontrolcü kazancı F elde edilir. Bu örnek için $F = MY^{-1} = [-4.3874 \quad -10.6332]$ olarak bulunur.

4.2.2 LMI bölgesi ve Kutup Yerleştirme

Örnek 4.3'te verilen terimler $X \equiv P, F \equiv K, Y \equiv L$ ve B_u girdi matrisi olmak üzere değiştirilcektir ve artık böyle ifade edilecektir.

Tüm k değerlerinde $A_k + B_k F$ matrisinin özdeğerlerini bir LMI bölgesinde yerleştirmek de Örnek 3'teki gibi kontrolcü kazancını elde etmek için bir yöntemdir.

Bu çalışmada, Şekil 3.1'de gösterilen işletim noktalarında kullanılacak her bir kontrolcünün başarımlarının en yüksek ve Bölüm 4.3'te bahsedilen kontrolcüler arası geçişlerde sistemin kararlı olmasını sağlamak amacıyla, doğrusal matris eşitsizlikleri (linear matrix inequalities, LMI) ile kazanç değerleri belirlenecektir (Şekil 3.1, Şekil 5.1'de N adet K_i). Geçici tepkinin istenildiği gibi olması için kutup yerleştirme teoremi kullanılacaktır [29]. Buna göre sistemin kapalı çevrim kutupları karmaşık s -düzleminde $S(a, r, \theta)$ şeklinde tanımlanan ve Şekil 4.1'de gösterilen bölgeye sıkıştırılacaktır. Burada a en küçük sönüm hızını, r en büyük sönümsüz doğal frekansı, θ ise en küçük sönüm oranını tayin eder.



Şekil 4.1. $S(a, r, \theta)$ Kutup yerleştirme bölgesi

$S(a, r, \theta)$ bölgesi için LMI'lar şöyle ifade edilir [29], [30]:

$$PA + A^T P + 2aP < 0 \quad (4.9)$$

$$\begin{bmatrix} -rP & PA \\ A^T P & -rP \end{bmatrix} < 0 \quad (4.10)$$

$$\begin{bmatrix} \sin \theta (PA + A^T P) & \cos \theta (PA - A^T P) \\ \cos \theta (A^T P - PA) & \sin \theta (PA + A^T P) \end{bmatrix} < 0 \quad (4.11)$$

K kontrolcü kazancı ve kontrolcü girdisi

$$u = Kx \quad (4.12)$$

olmak üzere sistem matrisi, A , çoklu modeller için aşağıdaki gibi yazılır:

$i = 1, 2, \dots, N$; $n = 1, 2, 3, 4$;

$$A = A_{i,n} + B_u \quad (4.13)$$

$$L_i = P_i^{-1}, M_i = K_i L_i \quad (4.14)$$

olmak üzere; çoklu model için Eşitsizlik 4.9, 4.10 ve 4.11; Eşitsizlik 4.15, 4.16 ve 4.17 ile ifade edilir:

$$L_i(A_{i,n})^T + A_{i,n}L_i + B_u M_i + M_i^T B_u^T < 0 \quad (4.15)$$

$$\begin{bmatrix} -rL_i & A_{i,n}L_i + B_u M_i \\ L_i(A_{i,n})^T + M_i^T B_u^T & -rL_i \end{bmatrix} < 0 \quad (4.16)$$

$$\begin{bmatrix} \sin \theta(L_i(A_{i,n})^T + A_{i,n}L_i + B_u M_i + M_i^T B_u^T) & \cos \theta(-L_i(A_{i,n})^T + A_{i,n}L_i + B_u M_i - M_i^T B_u^T) \\ \cos \theta(L_i(A_{i,n})^T - A_{i,n}L_i - B_u M_i + M_i^T B_u^T) & \sin \theta(L_i(A_{i,n})^T + A_{i,n}L_i + B_u M_i + M_i^T B_u^T) \end{bmatrix} < 0 \quad (4.17)$$

Dayanıklı olması beklenen hız aralığı v_{min} ve v_{maks} değerleri girilip $A_{i,n}$ sistem matrisleri elde edilir. Buradan L_i ve M_i için fizibilite sağlandığında (eşitsizliklerin çözümünden L_i ve M_i matrisleri elde edildiğinde) N sistem için N adet kontrolcü kazancı elde edilir. Kontrolcü kazancı değeri şöyle ifade edilir:

$$K_i = M_i L_i^{-1} \quad (4.18)$$

4.3. Çoklu Model Geçişi

Araç sürücüsü, direksiyonu farklı büyüklük ve yöndeki açılarla çevirdikçe, kayma açısı, dolayısıyla, ilgili işletim noktaları etrafında doğrusallaştırılmış sistemler değişecektir. Ayrıca, araç seyir halindeyken, sürtünme katsayısının da değişebileceği göz önünde bulundurulduğunda, yeni işletim noktaları etrafında doğrusallaştırılmış, yeni sistemler eklenecektir. Öyleyse, tasarlanan kontrol algoritması, bu sistemler arasında geçiş yapmalıdır. Dahası, geçişler sırasında, sistemin, hep kararlı davranış göstermesi beklenmektedir. Bölüm 4.2.1'de açıklanan ortak Lyapunov fonksiyonunun varlığının belirlenmesi ile geçişin kararlılığı koruduğu gösterilir.

4.3.1 Geçiş Kararlılığı

Artık tüm A_i sistemleri için bir K_i kontrolcü kazancı elde edilmiştir. Dolayısıyla sistemin geri beslemeli ifadesi:

$$A_{i,n}^{yeni} = A_{i,n} + B_u K_i \quad (4.19)$$

Bölüm 4.2.2'de dört alt sistem için aranan ortak Lyapunov fonksiyonu; bu kez, bu bölümde, geçiş kararlılığının sağlandığını göstermek için $A_{i,n}^{yeni}$ sistemleri arasında aranacaktır.

Eşitsizlik 4.20 ve Eşitsizlik 4.21'de Teorem 4.1'e göre [28], durum geri beslemeli kontrol formülasyonu uyarınca verilen doğrusal matris eşitsizlikleri (linear matrix inequalities, LMI); X simetrik pozitif tanımlı bir matris olmak üzere, fizibilite sağlıyor, başka bir deyişle, gerçekleştirilebiliyorsa; birden fazla sistem için elde edilen tek bir X çözümü ile ikilenik Lyapunov fonksiyonu yazılabilir. Böylece, yapılacak geçişlerde sistemlerin kararlı davrandığı söylenir.

Çalışmada, Şekil 3.1'deki işletim noktalarının oluşturduğu sistemler $A_{i,n}$ ve bunlar için Eşitlik 4.18 ile elde edilen kontrolcü kazançları kullanılarak, Eşitsizlik 4.20 ve Eşitsizlik 4.21 gerçekleştirilmiştir. Geçişlerin, makul ölçüde salınım yaratması dışında, kararlılığı bozmadığı Şekil 5.11-19 ile Şekil 5.26-34 arasındaki benzetim sonuçlarında görülmektedir.

$$(A_{i,n} + B_u K_i)^T X + X(A_{i,n} + B_u K_i) < 0 \quad (4.20)$$

$$X > 0 \quad (4.21)$$

5. BENZETİMLER

5.1. Giriş

Araç modeli olarak kullanılan, doğrusal olmayan β -bisiklet modeli, kontrol algoritması olmayan ve kontrol algoritmasının eklendiği iki sistem olarak, Simulink ortamında kurulmuştur. Her iki modele referans yalpa oranı değeri verilerek, referans takibi ve yol tutuşunda, kontrol algoritmasının, kontrolsüz sisteme kıyasla ne derece başarılı olduğunun gösterilmesi için benzetimler yapılmıştır. Benzetimlerden, değişen yol şartları (sürtünme katsayıları) ve dümenleme açılarında sonuçlar elde edilmiştir.

Bölüm 5.3'de verilen kontrol diyagramı modeller arası geçiş prensibini tarif etmektedir. Referans takibi sağlamak amacıyla K_p kazançlı bir P oranlı kontrolcüsü algoritmaya eklenmiştir. Bu çalışmada verilen benzetim sonuçlarının nasıl derlendiğiyle ilgili detaylı bilgi ve değerlendirmeler Bölüm 5.4'de verilmektedir.

5.2. Yalpa Oranı Referansının Türetilmesi

Yanal ivme değeri sürtünme katsayısı ile sınırlıdır. Eğer aracın kayma açısı sıfıra yakınsa bu ivme $g=9.81\text{m/s}^2$ alınabilir. Bu durumda en büyük yanal ivme:

$$a_{y,max} = \mu g \quad (5.1)$$

Aracın kayma açısı sabit olarak değerlendirildiğinde türevi $\dot{\beta}$ sıfır olacaktır ve

$$a_y = \frac{F_{f,y} + F_{r,y}}{M} \quad (5.2)$$

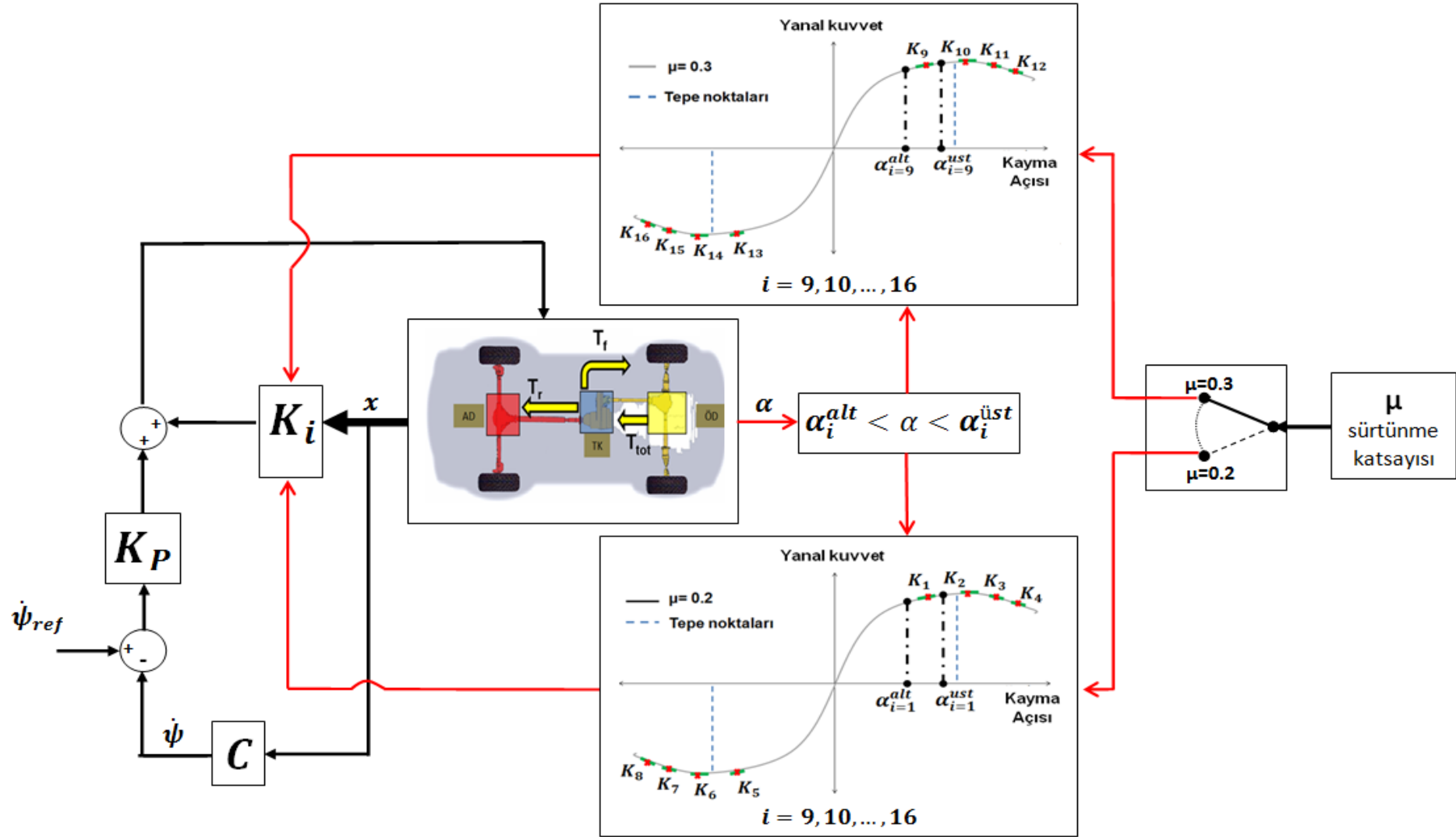
olmak üzere Ek A Eşitlik A.16'dan:

$$\dot{\psi} = \frac{1}{v \cos \beta} (a_y - \dot{v} \sin \beta) \quad (5.3)$$

$$\dot{\psi}_{max} = \frac{1}{v \cos \beta} (a_{y,max} - \dot{v} \sin \beta) \quad (5.4)$$

β için küçük açı varsayımı yapıldığında referans olarak kullanılacak yalpa oranı değeri şöyle verilir:

$$\dot{\psi}_{ref} = \frac{a_{y,max}}{v} = \frac{\mu g}{v} \quad (5.5)$$



Şekil 5.1. Kontrol Diyagramı

5.3. Kontrol Diyagramı

Şekil 5.3'teki gibi kontrol diyagramı oluşturulmuştur. Buna göre, bulunulan sürtünme katsayısına göre bir seçim yapılmakta ve dümenleme açısına göre oluşan lastik yanal kayma açısı hangi aralıkta ise etrafında sistem doğrusallaştırması yapılan o noktaya ait kontrolcü kazancı seçilmektedir. Bu prensiple, değişen dümenleme açısı ve sürtünme katsayısına göre modeller arası geçiş yapılır. Yalpa oranı referans takibi için bir de P oranlı K_p kontrolcü kazancı konulmuştur.

5.4. Benzetim Sonucu Grafikleri

Benzetimlerde modeller arası geçişin gözlenebilmesi için her modele bir renk atanmıştır ve modellere ait, doğrusal matris eşitsizliklerinin çözümü ile elde edilen kontrolcü kazancı değerlerinin de verildiği; 120 km/h'lik hız için Çizelge 5.1 ve 180 km/h'lik hız için ise Çizelge 5.2'de gösterilmektedir. Modeller arasındaki geçiş Şekil 5.5-5.34 arasındaki (f) isimli sinyal grafiklerinden anlaşılabilir. Pozitif-negatif genlikli sinüs dümenlemesinde, sıfırdan geçiş nedeniyle, çok kısa bir süre sinyal görülmeyecektir. Sistemin etrafında doğrusallaştırıldığı noktaya varır varmaz ilgili model çalışmaktadır.

Elde edilen tüm grafikler birlikte değerlendirildiğinde anlaşılacağı üzere, aktif merkezi diferansiyelin etkinliği, hız, sürtünme katsayısı ve dümenleme açısı temelinde 3 senaryoda gösterilmiştir. Bu senaryolar iki farklı hız (120 km/h ve 180 km/h), iki farklı sürtünme katsayısı (0.2 ve 0.3) ve bu katsayılardan oluşturulmuş bir sürtünme profili (ör: Şekil 5.11) ile 0.5, 1.5 ve 2 dercelik adım girdisi (ör: Şekil 5.5-5.7 arası), yalnız pozitif genlikli sinüs (ör: Şekil 5.15) ve pozitif-negatif genlikli sinüs (ör: Şekil 5.17) olmak üzere farklı dümenleme açılarının değişen birleşimlerini içerir. Sistem doğrusallaştırmasında işletim noktalarının belirlendiği kayma-kuvvet grafikleri analitik düzlememin bir ve ikinci bölgelerinde ancak işaret değiştirdiklerinden, -0.5, -1.5 ve -2 dercelik adım girdisi ve yalnız negatif genlikli sinüs dümenlemesi ile elde edilecek grafikler, çalışmaya alınan pozitif işaretli sonuçlarla simetriktir ve bu nedenle çalışmaya konulması ihtiyacı duyulmamıştır. Okuyucuya kolaylık sağlaması adına özet bir tablo Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5. 1. Hız 120 km/h iken kontrolcü kazançları

Sürtünme katsayısı	Dümenleme açısı δ (derece)	Geçiş sinyali rengi	Kontrolcü kazancı matrisi				
$\mu = 0.2$	0.5		K_1	[7.9556e-006	21.2143e-006	44.8120e-003	78.1764e-003]
	1		K_2	[1.2340e+000	2.9820e+000	-301.3642e-003	411.8070e-003]
	1.5		K_3	[4.3016e+000	32.0067e+000	-316.6199e-003	385.7402e-003]
	2		K_4	[-16.8221e-006	97.1932e-006	-17.9332e-003	67.0061e-003]
	-0.5		K_5	[-2.0950e-006	-64.6633e-006	44.0447e-003	79.0037e-003]
	-1		K_6	[-22.2852e-006	-168.3303e-006	14.2730e-003	78.3193e-003]
	-1.5		K_7	[-5.5394e+000	-25.6621e+000	-333.3756e-003	406.8649e-003]
	-2		K_8	[29.9759e-006	-100.0117e-006	-19.2255e-003	68.3296e-003]
$\mu = 0.3$	0.5		K_9	[21.8735e-006	60.1636e-006	47.1072e-003	77.0068e-003]
	1		K_{10}	[-1.2598e-006	133.2231e-006	7.7423e-003	84.4878e-003]
	1.5		K_{11}	[2.9418e-006	164.0537e-006	-17.2378e-003	80.1631e-003]
	2		K_{12}	[-18.6709e-006	146.6102e-006	-38.2877e-003	73.3555e-003]
	-0.5		K_{13}	[-21.4468e-006	-61.8795e-006	47.1227e-003	77.0278e-003]
	-1		K_{14}	[1.1180e-006	-111.0403e-006	8.0045e-003	84.2758e-003]
	-1.5		K_{15}	[5.7370e-006	-153.4121e-006	-17.2660e-003	80.1970e-003]
	-2		K_{16}	[18.4234e-006	-145.2198e-006	-39.2820e-003	72.8819e-003]

Çizelge 5. 2. Hız 180 km/h iken kontrolcü kazançları

Sürtünme katsayısı	Dümenleme açısı δ (derece)	Geçiş sinyali rengi	Kontrolcü kazancı matrisi				
$\mu = 0.2$	0.5		K_1	[-26.4344e-006	206.8936e-006	-60.2108e-003	152.6145e-003]
	1		K_2	[-30.2250e-006	233.7901e-006	-75.3464e-003	150.2406e-003]
	1.5		K_3	[-51.5560e-006	237.3336e-006	-90.7255e-003	145.6938e-003]
	2		K_4	[-2.0079e-006	198.2744e-006	-101.7713e-003	137.9453e-003]
	-0.5		K_5	[-118.7967e-006	-140.6481e-006	-61.0509e-003	153.2503e-003]
	-1		K_6	[53.1777e-006	-238.6227e-006	-75.2339e-003	149.4032e-003]
	-1.5		K_7	[65.5671e-006	-287.3113e-006	-92.3731e-003	144.8230e-003]
	-2		K_8	[21.4260e-006	-230.2045e-006	-103.0780e-003	138.1929e-003]
$\mu = 0.3$	0.5		K_9	[5.7548e-006	230.1921e-006	-64.4762e-003	155.7674e-003]
	1		K_{10}	[-64.8822e-006	344.3072e-006	-85.3241e-003	153.8495e-003]
	1.5		K_{11}	[-42.4222e-006	362.7092e-006	-102.4896e-003	149.9065e-003]
	2		K_{12}	[-39.9567e-006	377.9503e-006	-115.7250e-003	142.0781e-003]
	-0.5		K_{13}	[-6.7710e-006	-238.7739e-006	-64.7931e-003	155.9465e-003]
	-1		K_{14}	[68.0230e-006	-388.7658e-006	-88.3869e-003	154.5746e-003]
	-1.5		K_{15}	[72.1270e-006	-416.3848e-006	-103.7957e-003	149.5155e-003]
	-2		K_{16}	[68.0259e-006	-385.5856e-006	-119.6050e-003	144.9112e-003]

Çizelge 5. 3. Benzetimlerden elde edilen grafikler

Sürtünme Katsayısı	Dümenleme Açısı (derece)	Hız=120 km/h	Hız =180 km/h
$\mu=0.3$	0.5	Şekil 5.5	Şekil 5.20
	1.5	Şekil 5.6	Şekil 5.21
	2	Şekil 5.7	Şekil 5.22
	(0.4 ve 2 derece arası) pozitif genlikli sinüs	Şekil 5.14	Şekil 5.29
	(2 ve -2 derece arası) pozitif-negatif genlikli sinüs	Şekil 5.17	Şekil 5.32
$\mu=0.2$	0.5	Şekil 5.8	Şekil 5.23
	1.5	Şekil 5.9	Şekil 5.24
	2	Şekil 5.10	Şekil 5.25
	(0.4 ve 2 derece arası) pozitif genlikli sinüs	Şekil 5.15	Şekil 5.30
	(2 ve -2 derece arası) pozitif-negatif genlikli sinüs	Şekil 5.18	Şekil 5.33
$\mu=\text{değişken}$ (0.2-0.3)	0.5	Şekil 5.11	Şekil 5.26
	1.5	Şekil 5.12	Şekil 5.27
	2	Şekil 5.13	Şekil 5.28
	(0.4 ve 2 derece arası) pozitif genlikli sinüs	Şekil 5.16	Şekil 5.31
	(2 ve -2 derece arası) pozitif-negatif genlikli sinüs	Şekil 5.19	Şekil 5.34
Şekillerde tekrarlanan grafik maddeleri:			
(a)	Dümenleme açısı-Zaman ve Sürtünme Katsayısı-Zaman Grafikleri		
(b)	Aracın Kayma Açısı-Zaman Grafikleri		
(c)	Yalpa Oranı-Zaman Grafikleri		
(d)	Tork Aktarımı-Zaman Grafikleri		
(e)	Hız-Zaman Grafikleri		
(f)	Modeller(kontrolcüler) Arası Geçiş Sinyali-Zaman Grafikleri		
(g)	Ön tekerlekler için; Yanal Kayma açısı-Zaman Grafikleri		
(h)	Ön tekerlekler için; Boylamasına Kayma-Zaman Grafikleri		
(i)	Arka tekerlekler için; Yanal Kayma açısı-Zaman Grafikleri		
(j)	Arka tekerlekler için; Boylamasına Kayma-Zaman Grafikleri		

5.4.1 Hata Tabloları ve Benzetim Sonucu Grafiklerinin Derlenmesi

Daha iyi referans takibi için Şekil 5.3'te de görüldüğü gibi algoritmaya bir K_p kazançlı P oranlı kontrolcüsü konulmuştur. Bu kontrolcü kazancının değeri, her durum için, hata tabloları ile belirlenmiştir. Hata tabloları;

- toplam tork değerleri değişimine karşılık,

Burada verilen toplam tork değerlerinin ihtiyaca göre üretilebildiği varsayılmaktadır. Başka bir deyişle bu çalışmada verilen algoritma motorun üreteceği torku ayarlamak iddiasında değildir. Motor torkunun da kontrolünün yapıldığı bir algoritmayla çalışmada önerilen algoritmanın entegrasyonu ayrı bir çalışma olabilecek niteliktedir.

- değişen K_p değerinde,
- yalpa oranı ve aracın kayma açısının ortalama hataları hesaplanarak

aracın kayma açısı kök ortalama kare hatası = $KAH =$

$$\sqrt{\frac{\sum_1^n (0 - \text{aracın kayma açısı})^2}{\text{kayma açısı değer matrisinin boyutu (nx1)}}} \quad (5.6)$$

yalpa oranı kök ortalama kare hatası = $YOH =$

$$\sqrt{\frac{\sum_1^n (0 - \text{yalpa oranı})^2}{\text{yalpa oranı değer matrisinin boyutu (nx1)}}} \quad (5.7)$$

$$\text{tablodaki hata değeri} = \frac{(KAH + YOH)}{2} \quad (5.8)$$

oluşturulmaktadır.

Çizelge 5.3'te verilen tüm Şekiller için Çizelge 5.4'te örneklendiği şekilde hata tabloları oluşturulmuştur. Hata tablolarında, grafiği alınacak benzetim sonuçları seçilmektedir. En iyi sonuç hatanın en düşük olduğu durumdur. Böylece, o modele en uygun toplam tork değerinde en uygun K_p değeri de seçilmiş olur.

Araçta hız kontrolü yoktur ve hız, kontrolcülerin dayanıklı çalışabileceği aralığı aşmamalıdır. Ayrıca, kontrolsüz araca her durumda 500 Nm tork verilmektedir ve bunun verdiği hızlanma yanında, araç hızında kontrolcüsüz araca göre 10 km/h'lik artıştan öteye geçilmeyecektir. Bu durum, seçilecek toplam tork değerinde belirleyici olmaktadır. Örneğin, tork 800 Nm iken daha düşük bir hata var olabilir

ancak 20 km/h'yi geçen bir hızlanmaya sebep oluyorsa, bunun yerine 700 Nm'deki en düşük hata seçilmektedir.

Çizelge 5.4 bir örnek hata tablosu olarak alınmıştır. Çalışmaya konulmuş olan benzetimlerde kullanılan toplam tork, T_{tot} ve P kontrolcü kazancı değeri, K_p 'nin belirlenirken tabloların değerlendirilme yöntemi diğer tüm durumlar için geçerlidir. Bu örnek üzerinden tarif edildiğinde uygulama şöyledir:

Öncelikle, yukarıda bahsedilen hız artışı kısıtından dolayı verilebilecek torka bakılmaktadır. Burada, 600 Nm'den fazla tork verilmesinin aracı 150 km/h ve ötesine kadar hızlandırdığı tespit edilmiştir. Dolayısıyla toplam tork ya 500 ya da 600 Nm olmalıdır. Görünen en düşük hata 1.42 ile 600 Nm'de K_p 'nin 70 olduğu durumdur. Dolayısıyla benzetim bu verilerle gerçekleştirilmiştir ve bu örnek için derlene sonuçlar Şekil 5.10'da verilmiştir.

Hata tablolarının kullanımında birkaç hususa dikkat çekmek adına Çizelge 5.5 ve 5.6 oluşturulmuştur. Burada gözlemlenen durumda düşük hata değerine bakılarak her durum için belirlenen T_{tot} ve K_p değişebilmektedir. Ancak -2 ve +2 derece arasında değişen sinus dümenlemesi tüm durumları taramasına rağmen tek T_{tot} ve K_p değeriyle çalışabilmektedir. Bu, ortak T_{tot} ve K_p değerleri tüm durumlara uygulandığında başarımlı sağlanabilir mi başka bir değişle tüm modeller aynı T_{tot} ve K_p değerleri için bir dayanıklılık göstermekte midir sorusunu getirir. Bunun için ayrı ayrı her durum için belirlenmiş T_{tot} ve K_p değerleri T_{tot}^{lokal} ve K_p^{lokal} ve hata değerleri, Lokal Durumda Hata olarak isimlendirilmiştir. -2 ve +2 derece arasında sinus dümenlemesinin en küçük hatasındaki T_{tot} ve K_p değerleri koyu italik yazı ile vurgulanmış ve Gloabal Durumda Hata olarak isimlendirilerek her bir durumun hatası girilmiştir. Lokal ve Global durum hatalarının birbirlerine yakınlığı göz önüne alındığında, denilmektedir ki, sürtünme katsayısına göre değişen bir algorithmada, ortak bir K_p tespit edilebilir. Örneğin, Çizelge 5.5 sürtünme katsayısının 0.3 dümenleme açısının 1.5 olduğu durum local ve globalde aynı hata değeriyle bunu doğrulamaktadır. Bu, benzetimlerle sınıanacak, sonraki bir çalışmanın konusu olabilecek niteliktedir.

Çizelge 5.5 sürtünme katsayısının 0.3 dümenleme açısının 1.5 olduğu durumda $T_{tot} = 600$ Nm'de ve $K_p = 10$ olduğunda hata düşmektedir. Burada tercih sebebi 500 Nm'de kontrolcüsüz hızlanmanın olmamasıdır ayrıca hatalar da birbirine

yakındır. Tersi, Çizelge 5.5 sürtünme katsayısının değişken dümenleme açısının 0.4 ve 2 derece arası sinüs olduğu durumda görölmektedir. Hızlanma göze alınarak düşük hata değeri aranmıştır.

Her durum için oluşturulan hata tabloları, yukarıda bahsedildiği şekilde kullanılmaktadır ve tüm bu yorumlar Çizelge 5.6 için de geçerlidir.

Çizelge 5. 4. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısı için oluşturulmuş hata tablosu

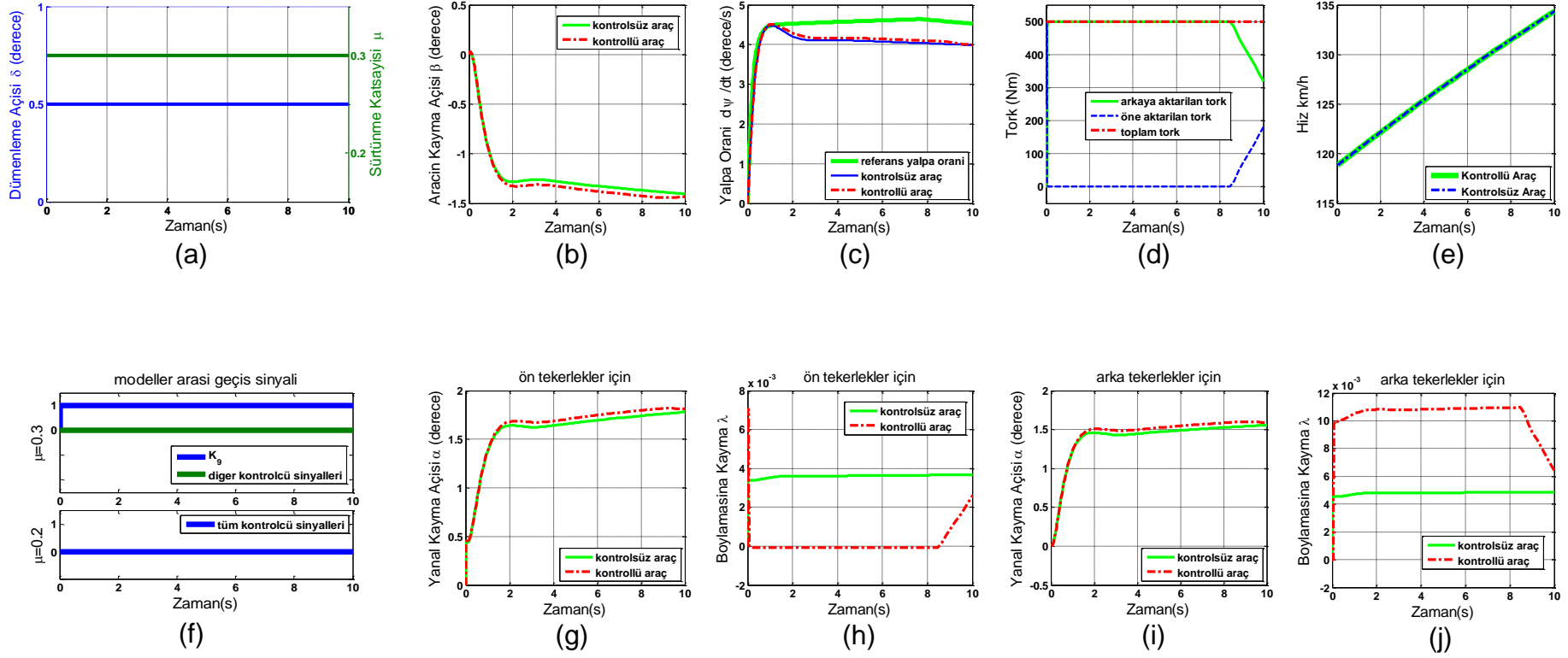
$(KAH + YOH)/2$												
K_P T_{tot} (Nm)	0	10	30	50	70	90	110	120	140	160	180	200
500	2.33	2.33	1.78	1.76	1.85	1.99	2.13	2.27	2.38	2.64	2.65	2.81
600	2.00	1.68	1.47	1.42	1.58	1.68	1.81	1.80	1.97	2.20	2.19	2.47
700	1.96	1.14	1.18	1.20	1.22	1.24	1.32	1.41	1.43	1.75	1.65	1.92
800	1.86	0.98	0.92	1.54	1.79	2.13	2.43	2.58	2.77	2.98	3.14	3.21
900	1.73	1.82	1.38	1.51	1.72	2.07	2.41	2.59	2.89	3.07	3.29	3.45
1000	1.58	1.37	1.35	1.45	1.62	1.83	2.18	2.34	2.63	2.88	3.10	3.26

Çizelge 5. 5. Hız 120 km/h iken hataya göre toplam tork, T_{tot} ve P kontrolcü kazancı değeri, K_P

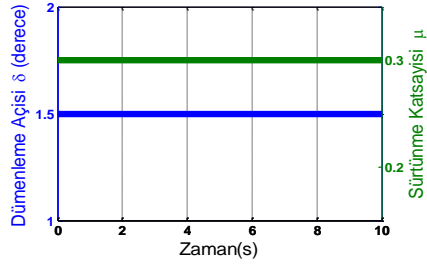
Sürtünme Katsayısı	Dümenleme Açısı (derece)	T_{tot}^{lokal}	K_P^{lokal}	Lokal Durumda Hata	Global Durumda Hata $T_{tot} = 600 \text{ Nm}, K_P = 10$
$\mu=0.3$	0.5	500	200	0.66	0.67
	1.5	500	70	2.32	2.20
	2	600	30	2.42	2.45
	(0.4 ve 2 derece arası) sinüs	600	160	1.27	1.79
	(2 ve -2 derece arası) sinüs	600	10	2.25	2.25
$\mu=0.2$		T_{tot}^{lokal}	K_P^{lokal}	Lokal Durumda Hata	Global Durumda Hata $T_{tot} = 600 \text{ Nm}, K_P = 70$
	0.5	500	200	0.58	0.58
	1.5	600	70	2.41	2.41
	2	600	50	1.42	1.58
	(0.4 ve 2 derece arası) sinüs	600	200	1.08	1.25
	(2 ve -2 derece arası) sinüs	600	70	1.57	1.57
$\mu=\text{değişken}(0.2-0.3)$		T_{tot}^{lokal}	K_P^{lokal}	Lokal Durumda Hata	Global Durumda Hata $T_{tot} = 500 \text{ Nm}, K_P = 90$
	0.5	500	90	0.58	0.58
	1.5	600	120	1.47	1.66
	2	600	200	1.29	1.52
	(0.4 ve 2 derece arası) sinüs	600	200	1.58	1.70
	(2 ve -2 derece arası) sinüs	500	90	2.33	2.33

Çizelge 5. 6. Hız 180 km/h iken hataya göre toplam tork, T_{tot} ve P kontrolcü kazancı değeri, K_P

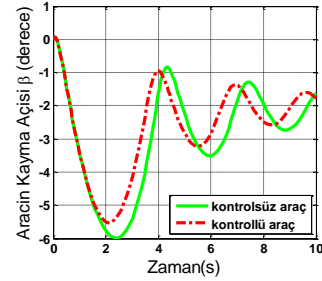
Sürtünme Katsayısı	Dümenleme Açısı (derece)	T_{tot}^{lokal}	K_P^{lokal}	Lokal Durumda Hata	Global Durumda Hata $T_{tot} = 700 \text{ Nm} , K_P = 50$
$\mu=0.3$	0.5	700	90	0.96	0.95
	1.5	600	90	2.52	2.33
	2	600	70	2.57	2.35
	(0.4 ve 2 derece arası) sinüs	700	70	2.17	2.15
	(2 ve -2 derece arası) sinüs	700	50	2.31	2.31
$\mu=0.2$		T_{tot}^{lokal}	K_P^{lokal}	Lokal Durumda Hata	Global Durumda Hata $T_{tot} = 700 \text{ Nm} , K_P = 70$
	0.5	700	180	0.86	0.86
	1.5	700	120	2.47	2.50
	2	700	90	1.29	1.26
	(0.4 ve 2 derece arası) sinüs	700	70	1.20	1.20
	(2 ve -2 derece arası) sinüs	700	70	1.44	1.44
$\mu=\text{değişken}(0.2-0.3)$		T_{tot}^{lokal}	K_P^{lokal}	Lokal Durumda Hata	Global Durumda Hata $T_{tot} = 600 \text{ Nm} , K_P = 30$
	0.5	700	160	0.99	1.11
	1.5	700	140	1.73	1.95
	2	600	160	1.62	2.06
	(0.4 ve 2 derece arası) sinüs	700	140	1.53	1.83
	(2 ve -2 derece arası) sinüs	600	30	2.38	2.38



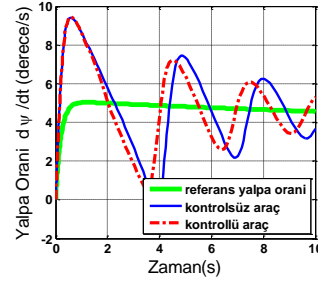
Şekil 5.2. Hız 120 km/h iken 0.5 derece adım dömenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



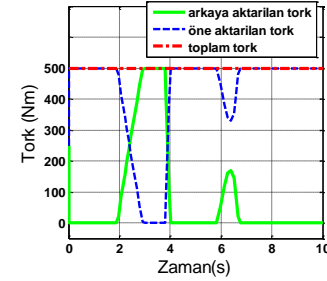
(a)



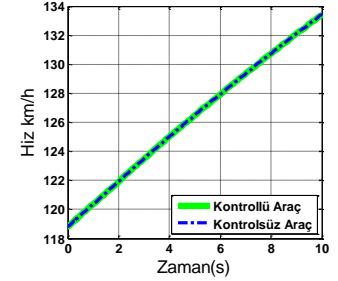
(b)



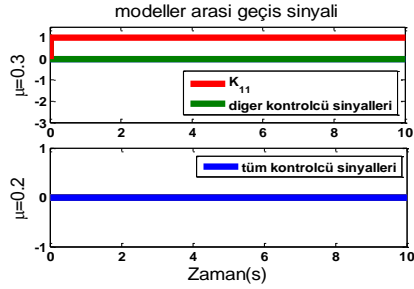
(c)



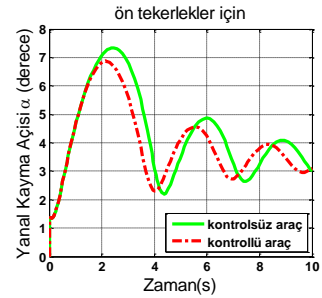
(d)



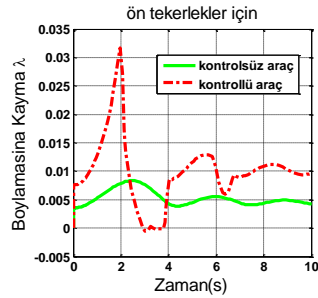
(e)



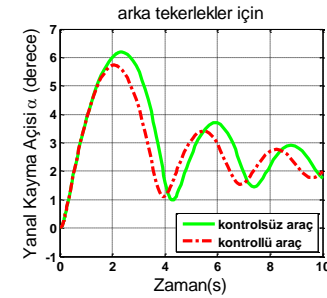
(f)



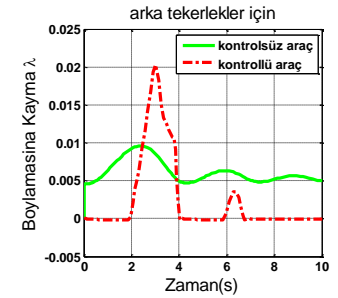
(g)



(h)

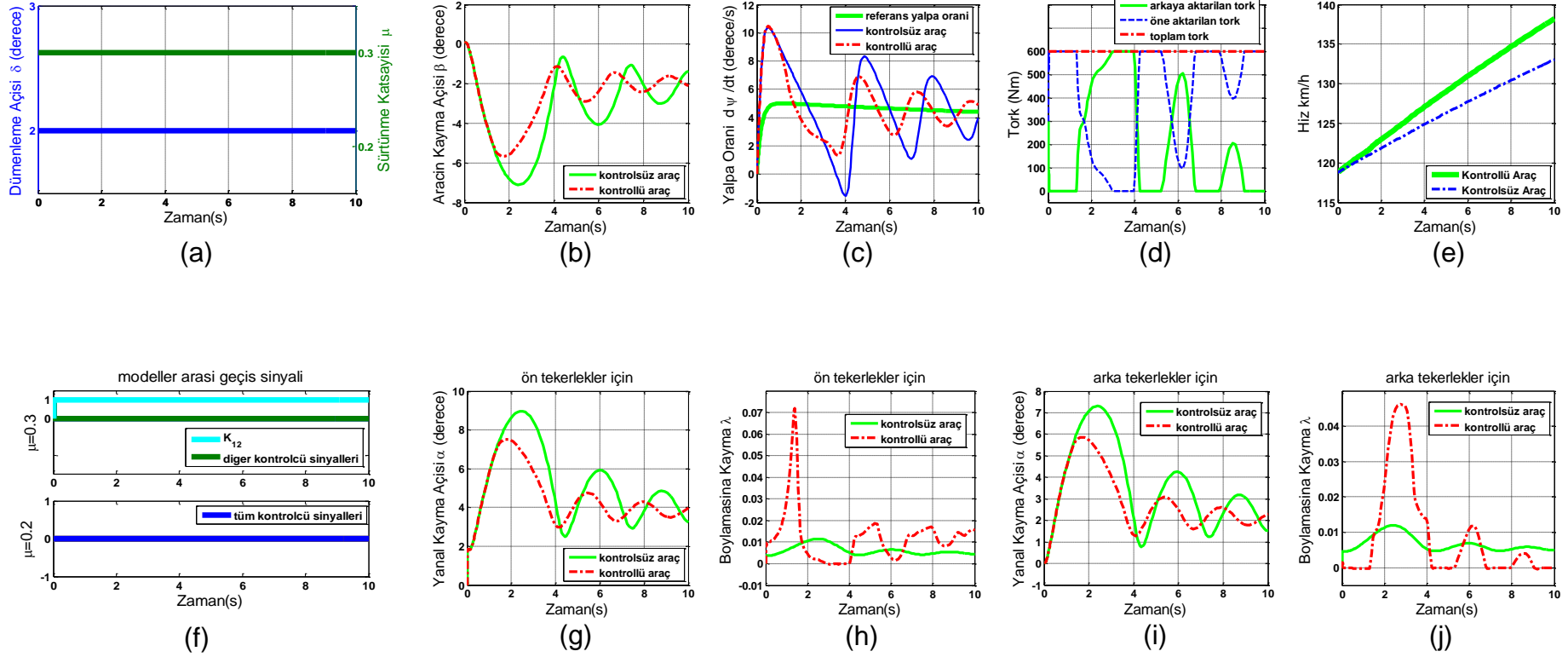


(i)

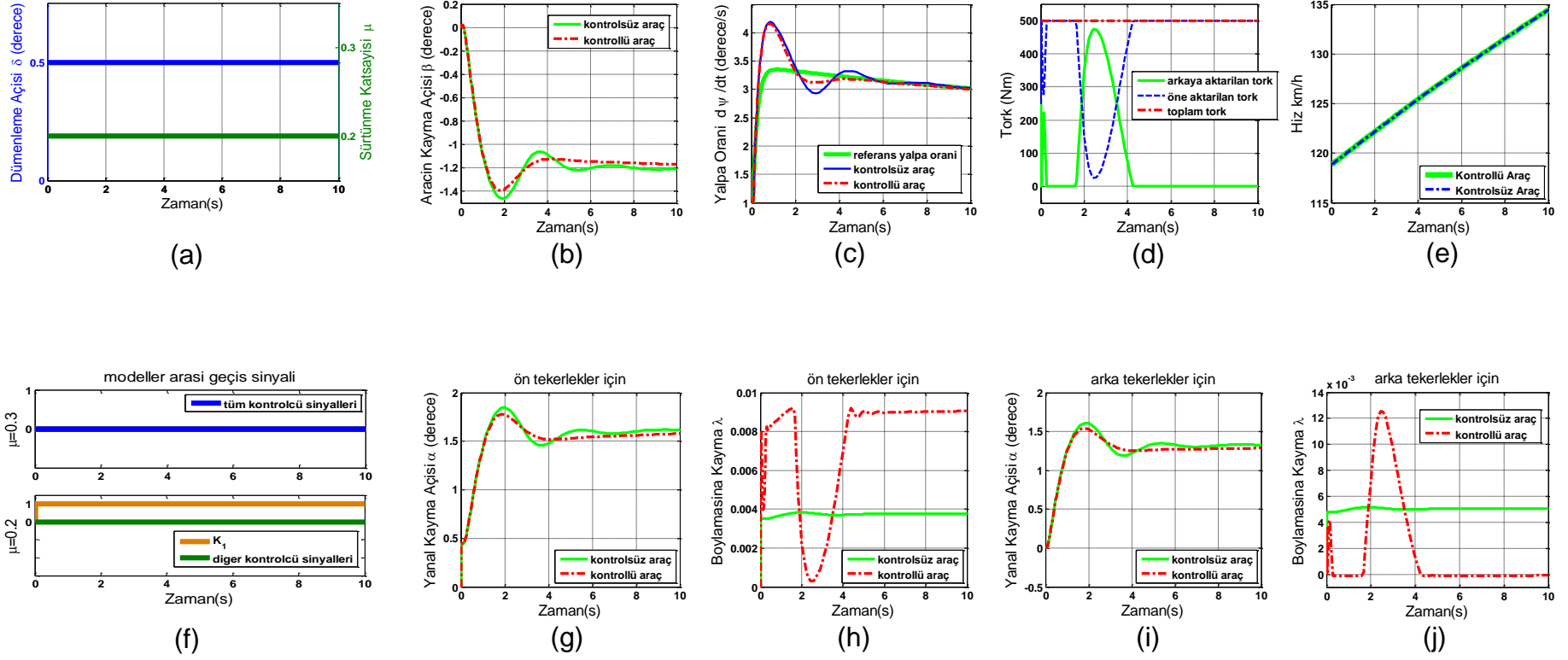


(j)

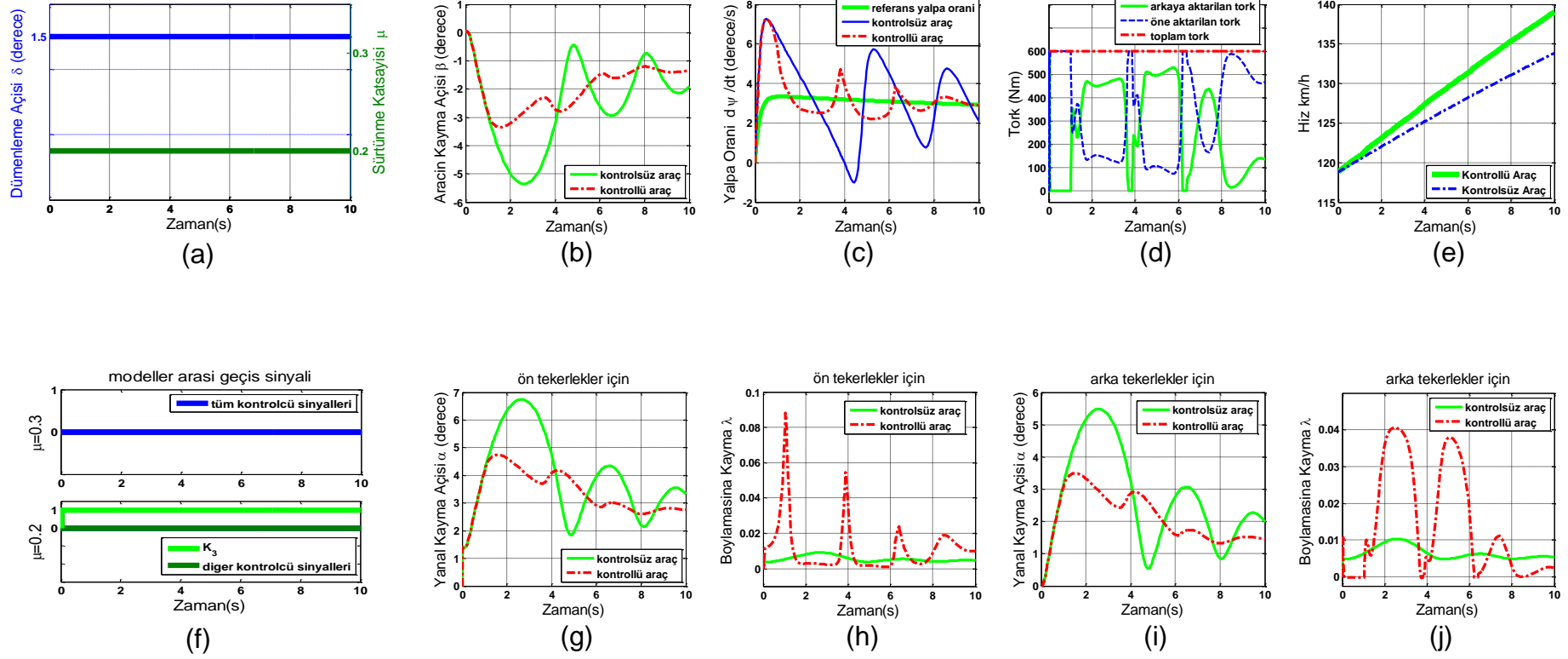
Şekil 5.3. Hız 120 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



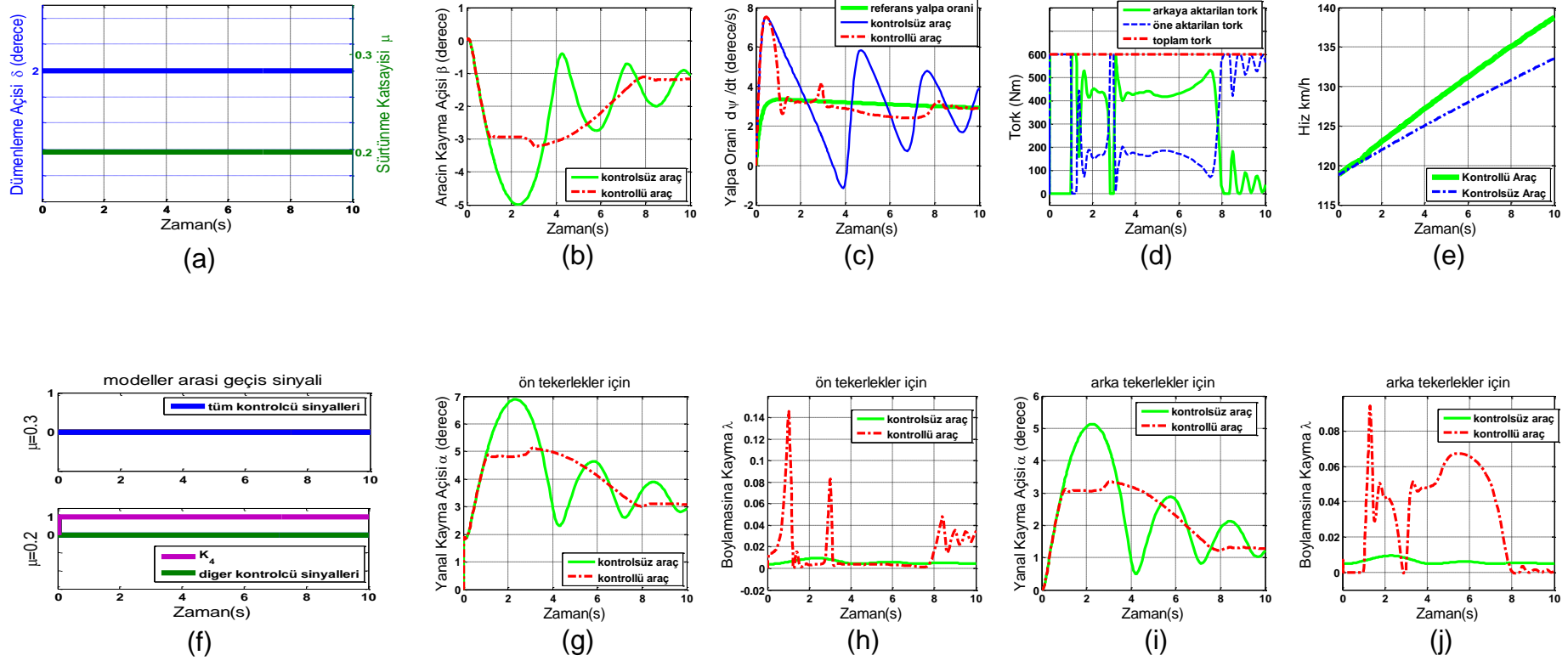
Şekil 5.4. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



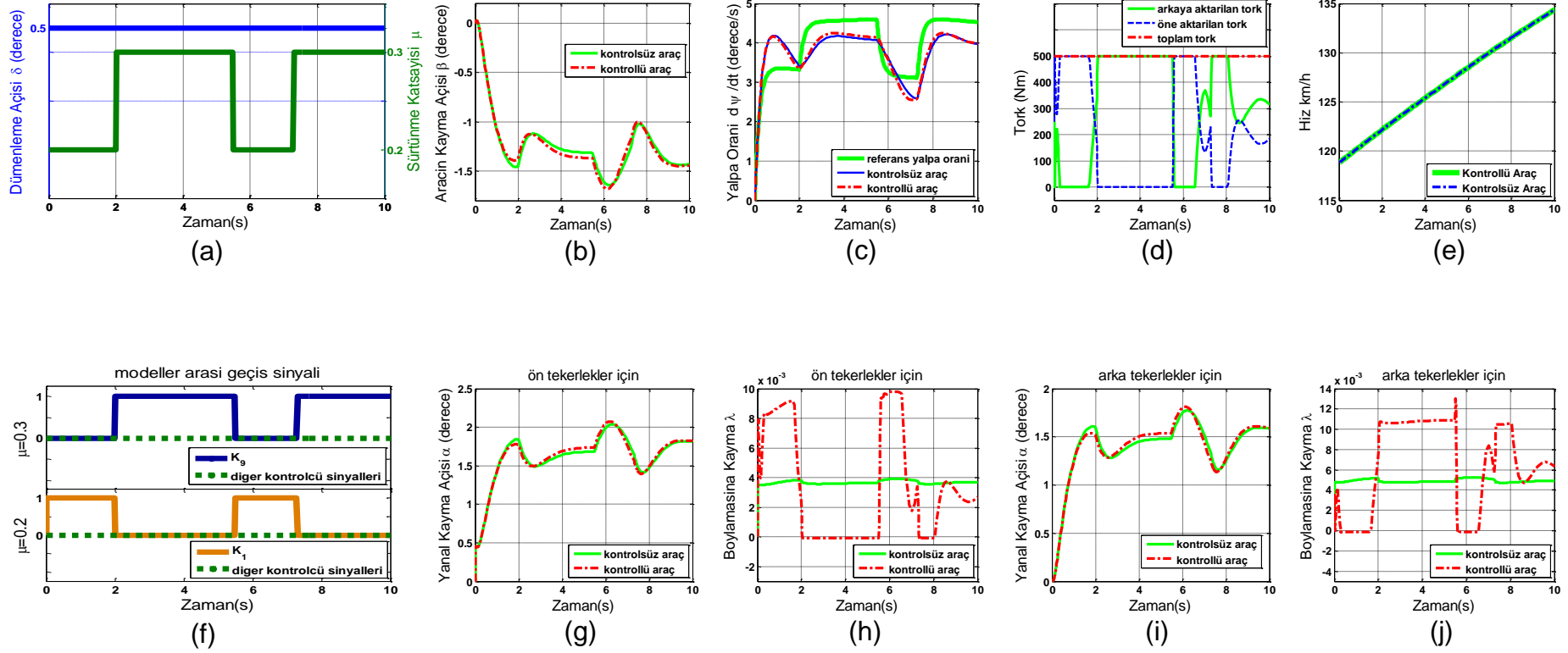
Şekil 5.5. Hız 120 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



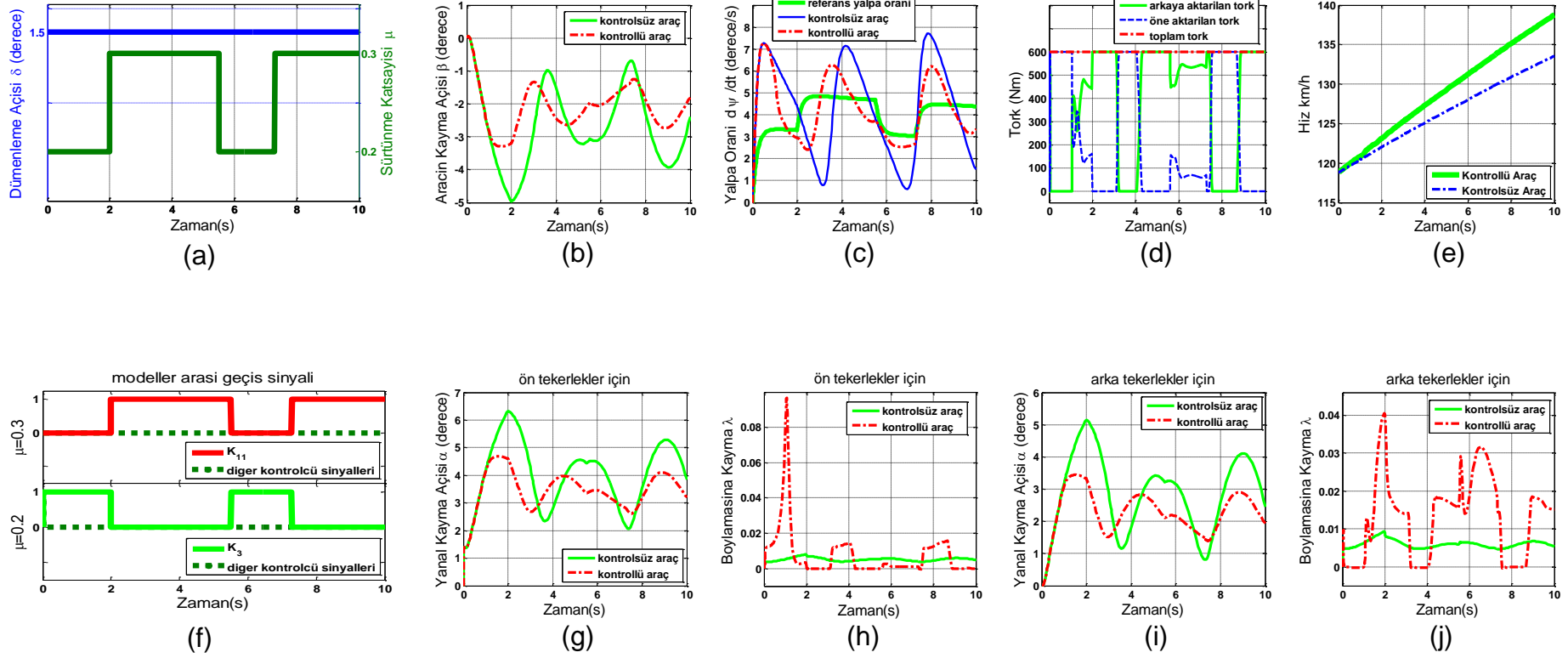
Şekil 5.6. Hız 120 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



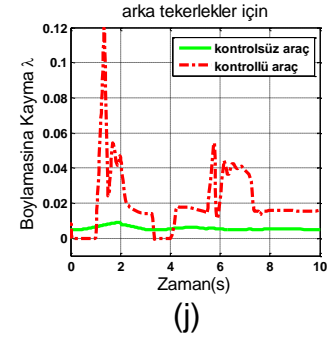
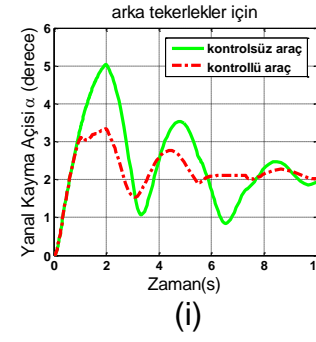
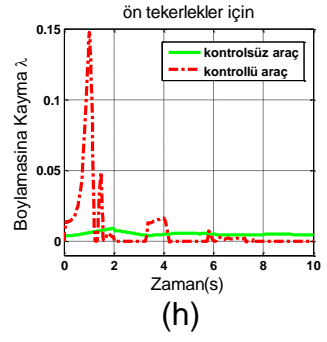
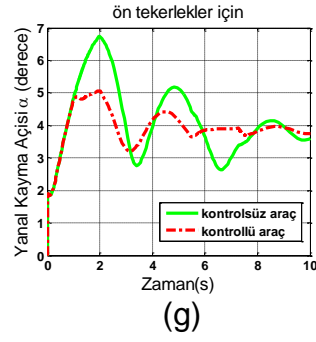
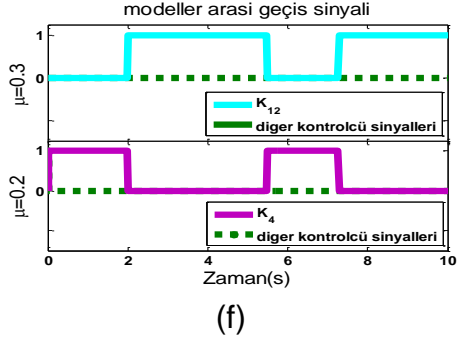
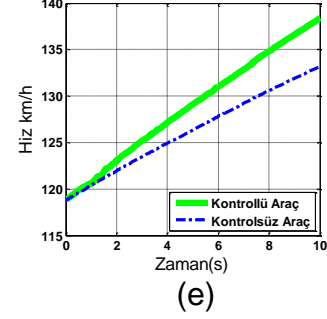
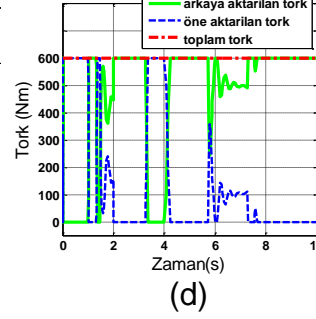
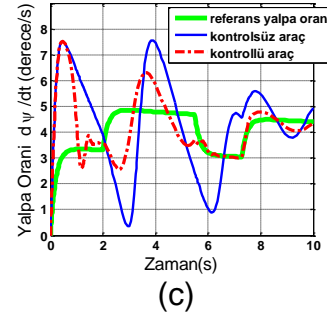
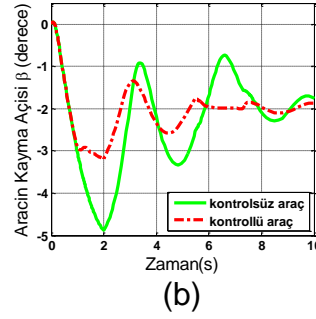
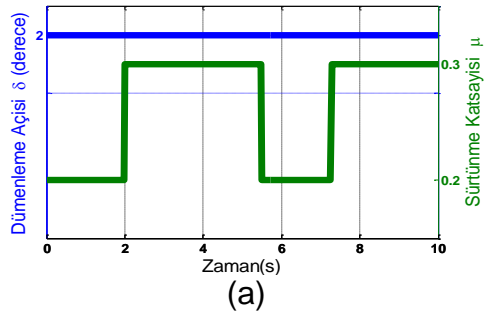
Şekil 5.7. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



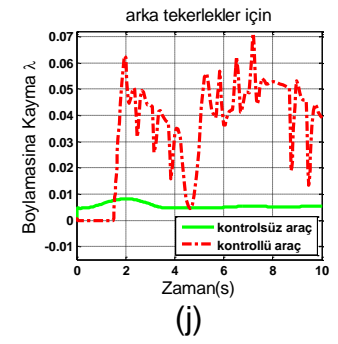
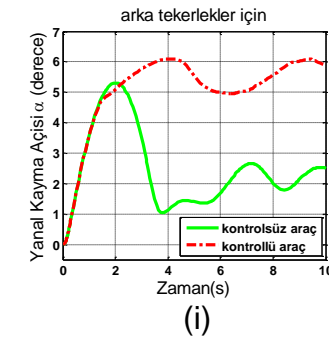
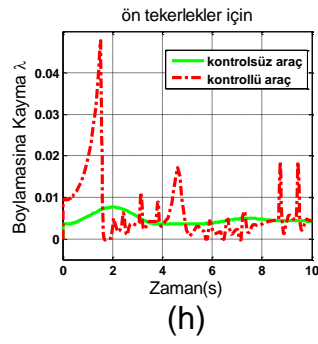
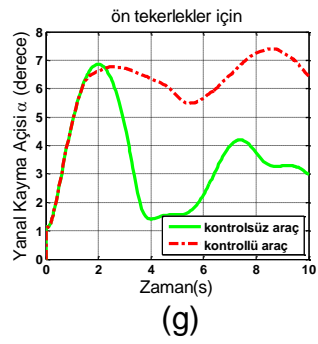
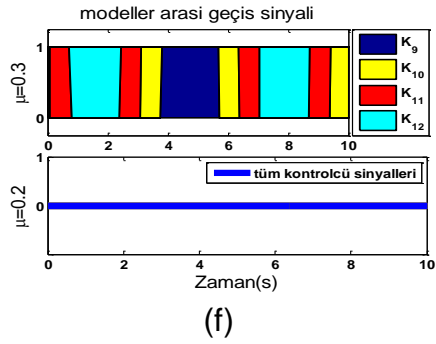
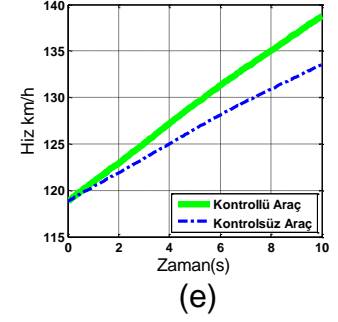
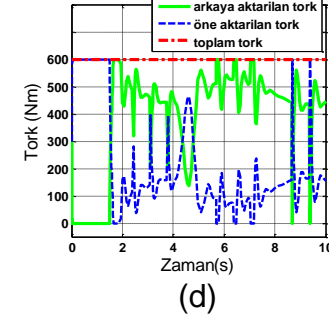
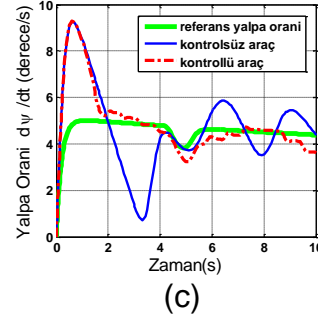
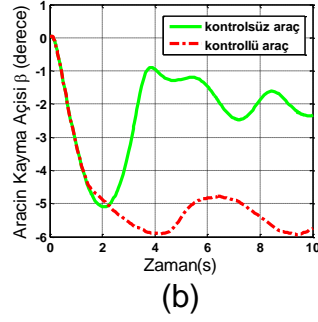
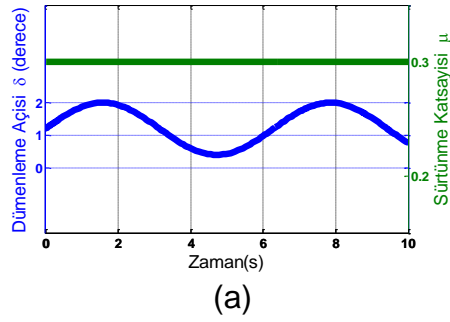
Şekil 5.8. Hız 120 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



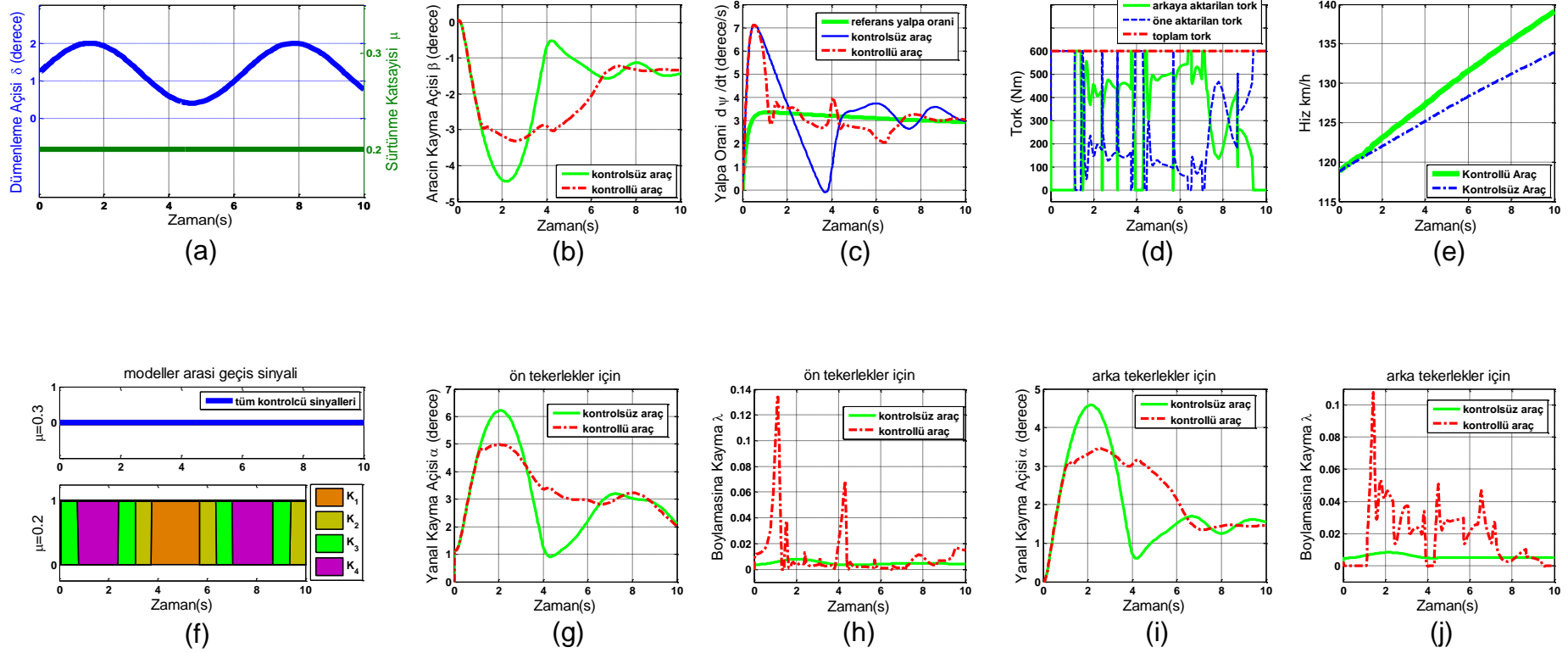
Şekil 5.9. Hız 120 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



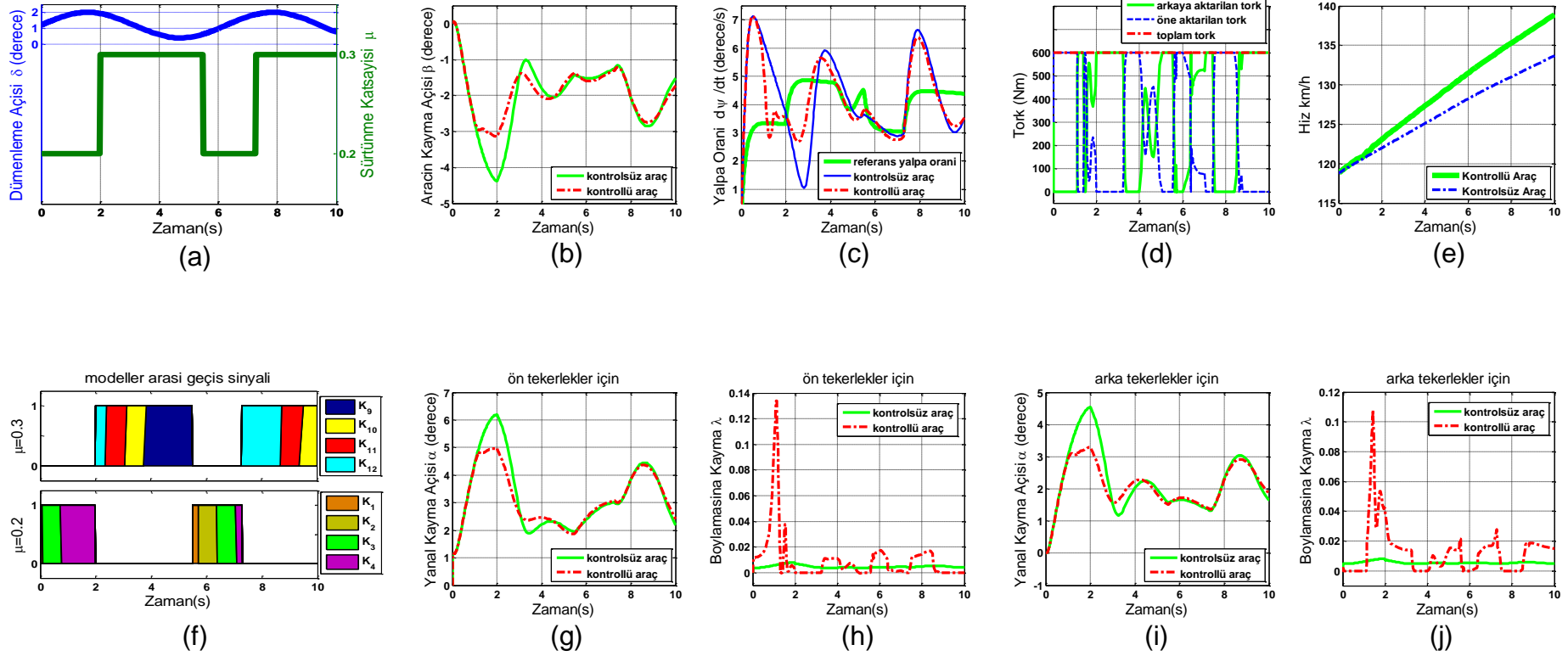
Şekil 5.10. Hız 120 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



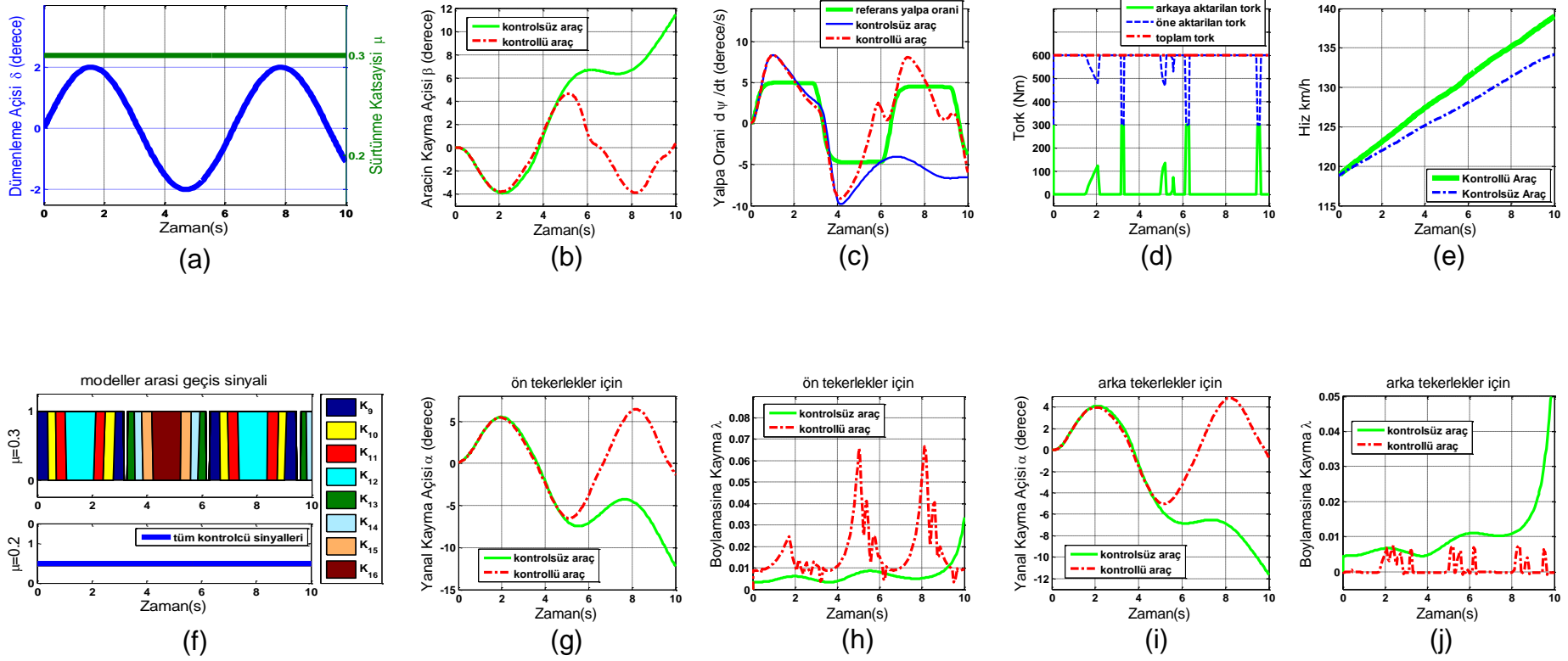
Şekil 5.11. Hız 120 km/h iken yalnız positif genlikli (0.4 ve 2 derece arası) sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



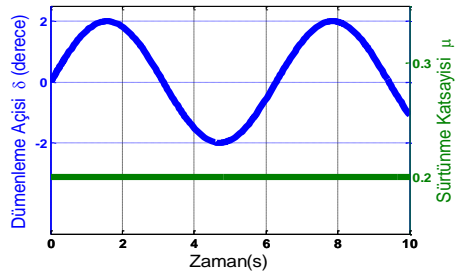
Şekil 5.12. Hız 120 km/h iken yalnız positif genlikli (0.4 ve 2 derece arası) sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



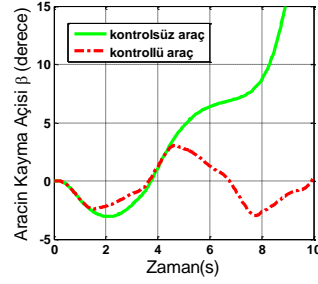
Şekil 5.13. Hız 120 km/h iken yalnız positif genlikli (0.4 ve 2 derece arası) sinüs dönerme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



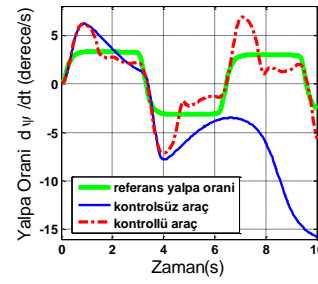
Şekil 5.14. Hız 120 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



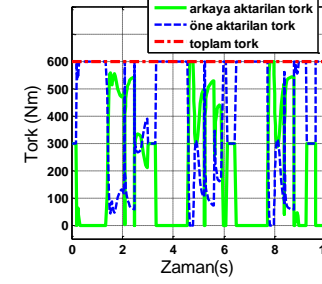
(a)



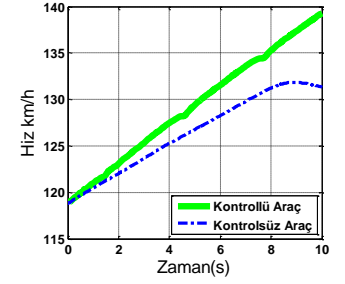
(b)



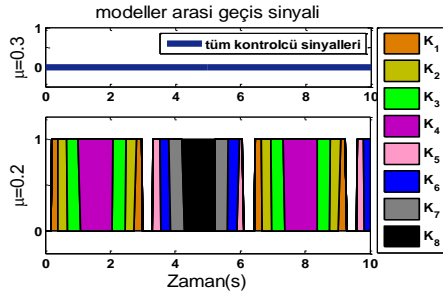
(c)



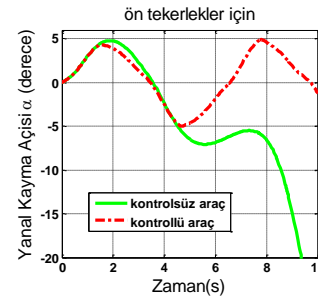
(d)



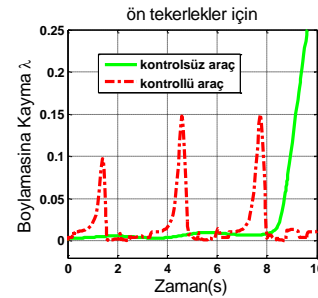
(e)



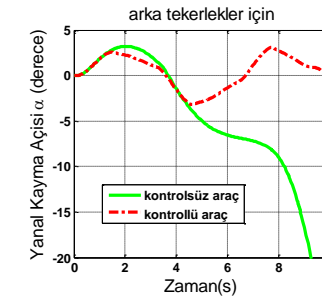
(f)



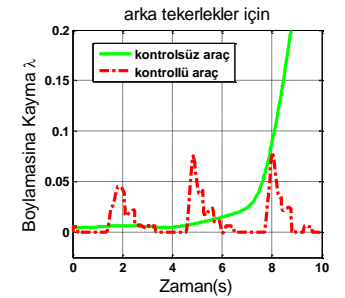
(g)



(h)

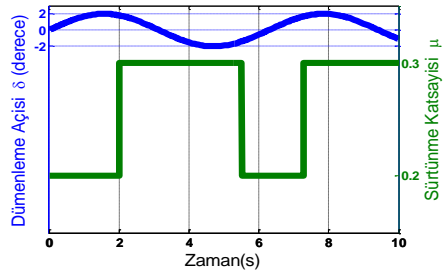


(i)

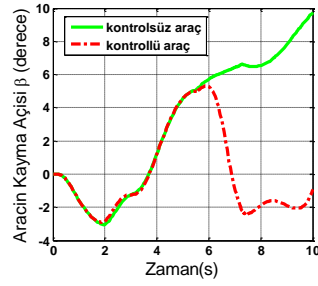


(j)

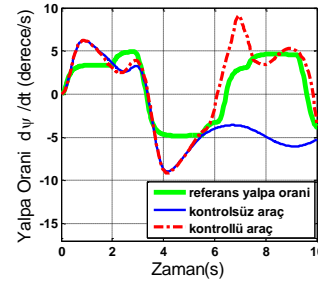
Şekil 5.15. Hız 120 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler:



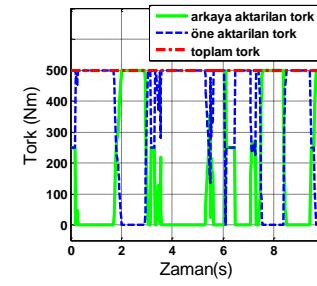
(a)



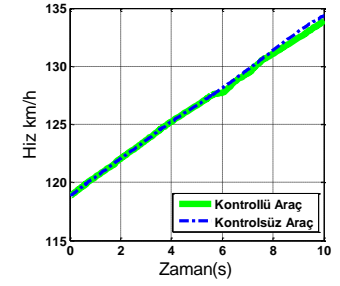
(b)



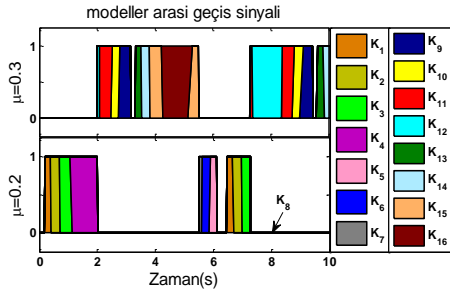
(c)



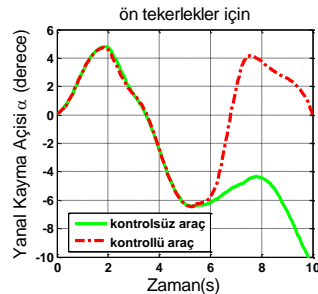
(d)



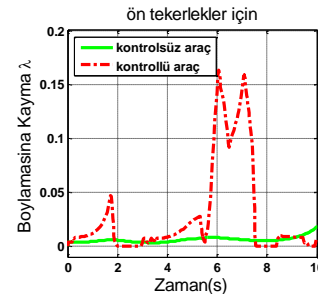
(e)



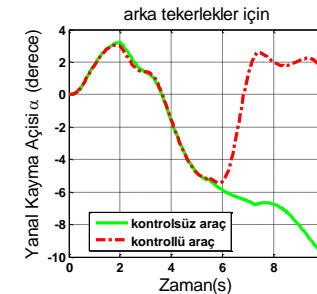
(f)



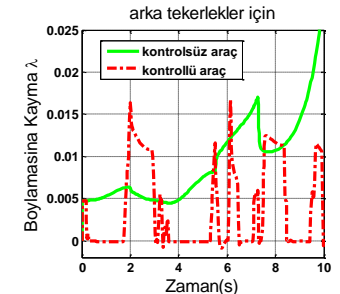
(g)



(h)

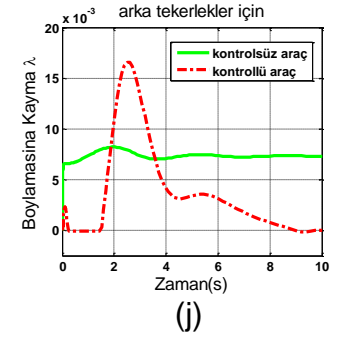
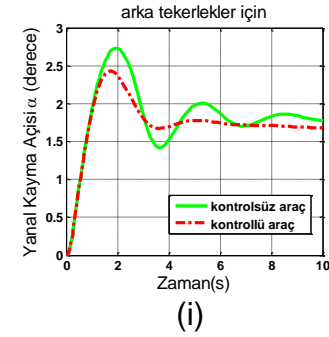
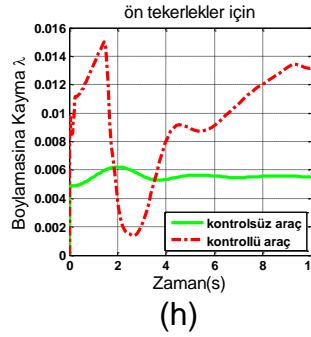
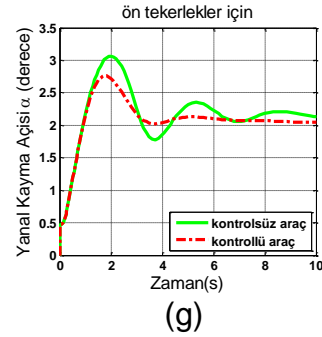
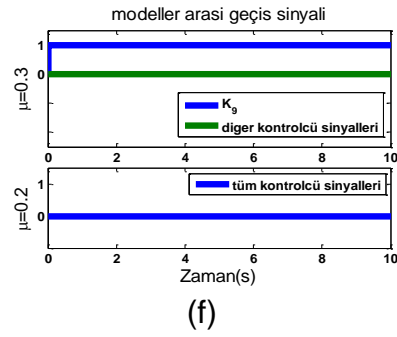
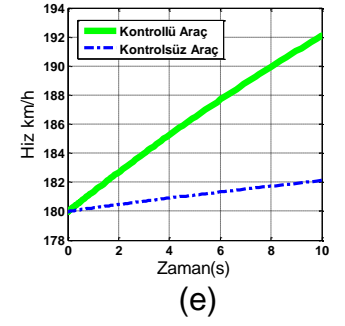
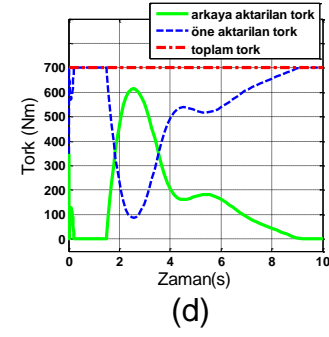
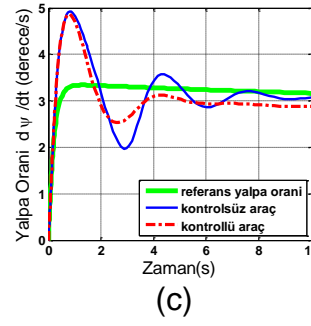
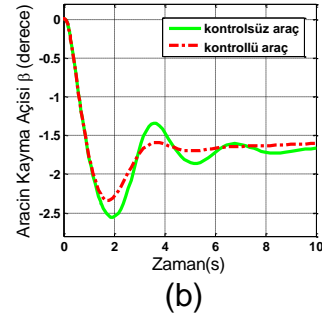
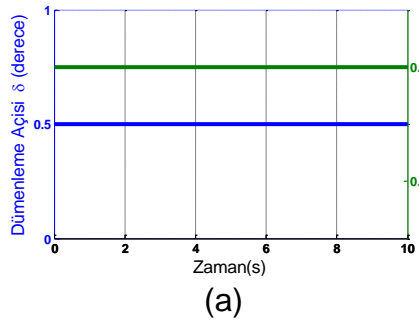


(i)

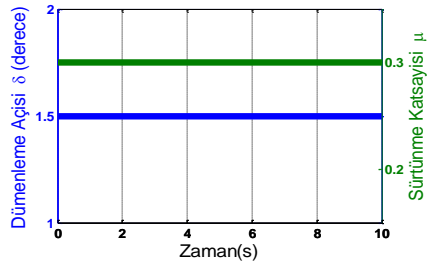


(j)

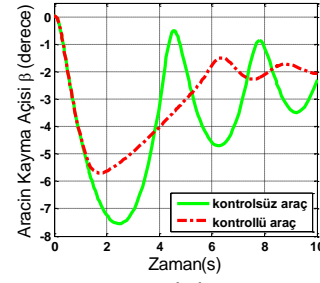
Şekil 5.16. Hız 120 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



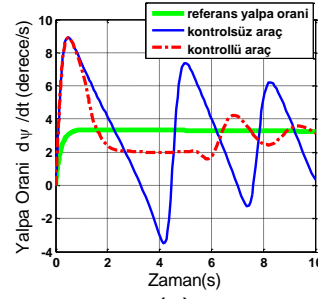
Şekil 5.17. Hız 180 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



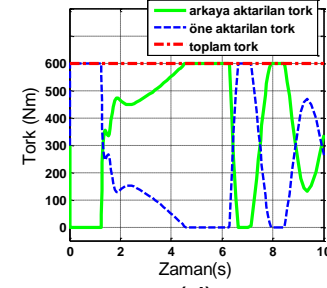
(a)



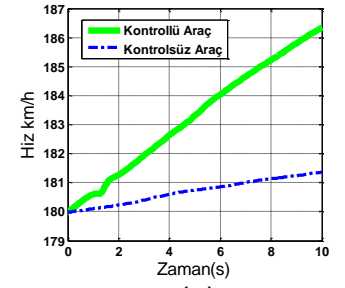
(b)



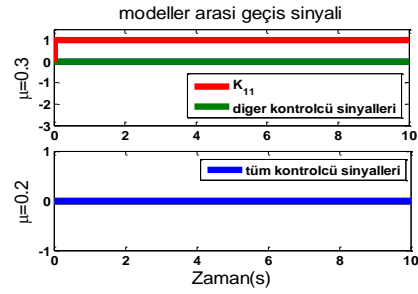
(c)



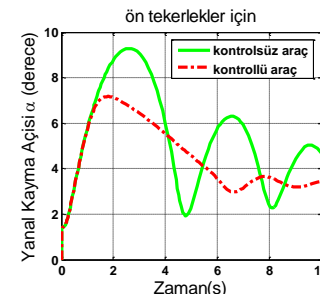
(d)



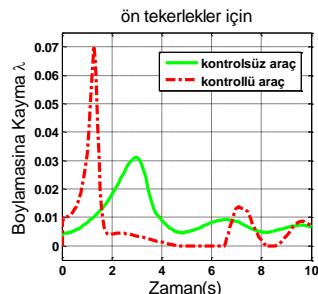
(e)



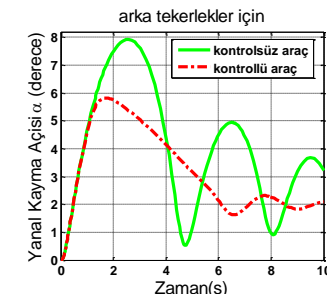
(f)



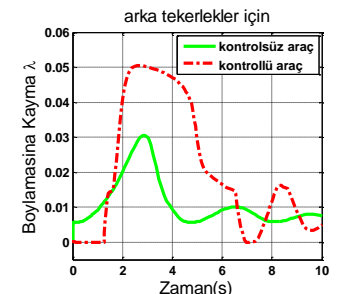
(g)



(h)

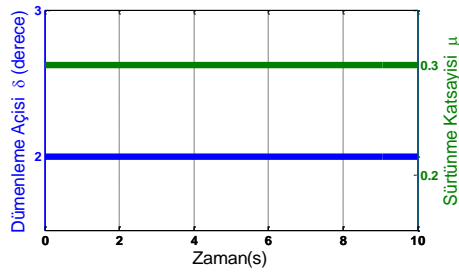


(i)

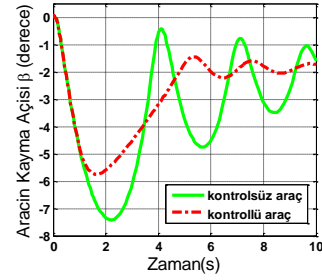


(j)

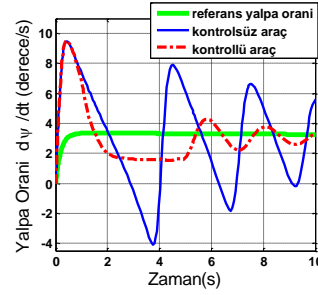
Şekil 5.18. Hız 180 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



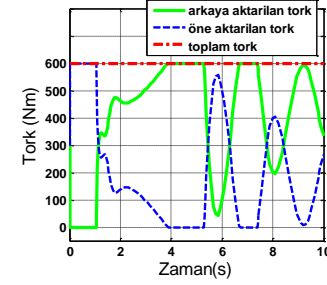
(a)



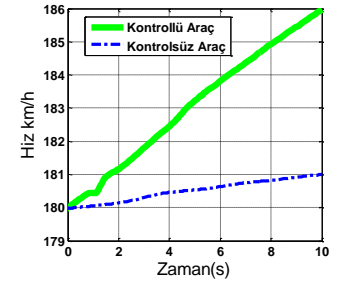
(b)



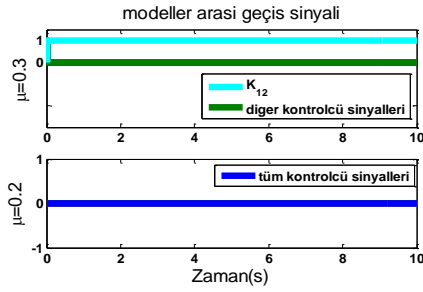
(c)



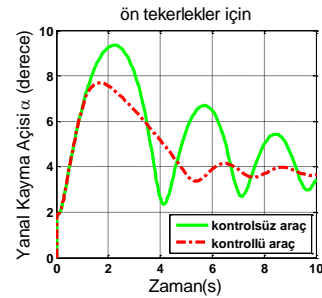
(d)



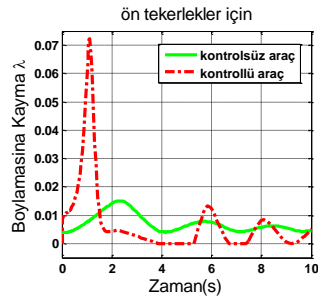
(e)



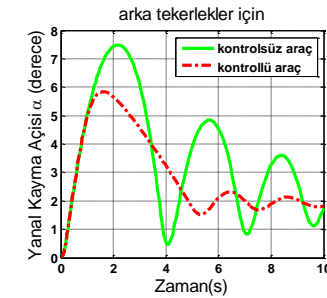
(f)



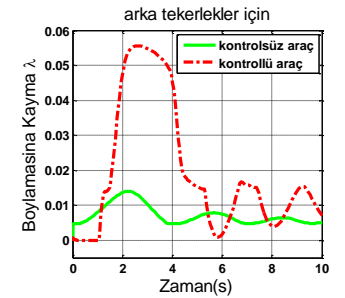
(g)



(h)

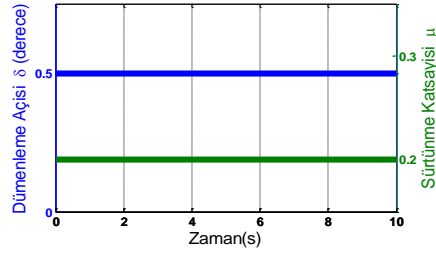


(i)

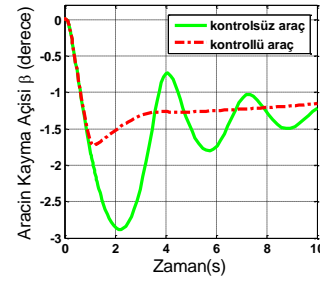


(j)

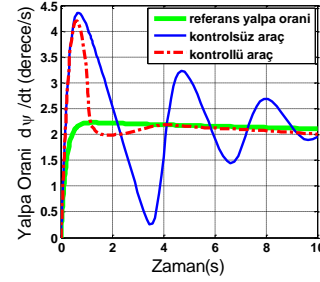
Şekil 5.19. Hız 180 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



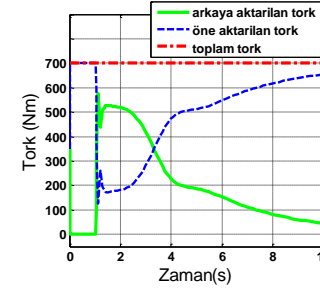
(a)



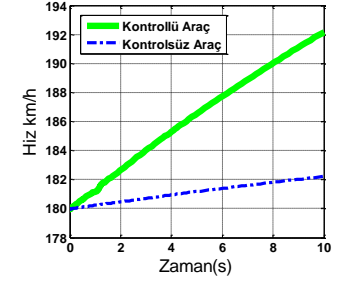
(b)



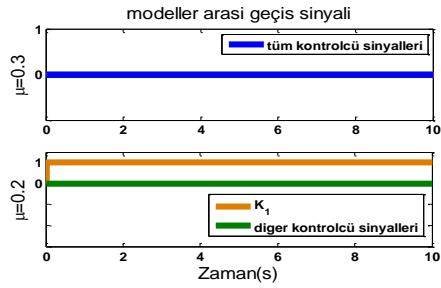
(c)



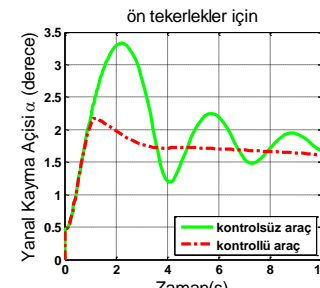
(d)



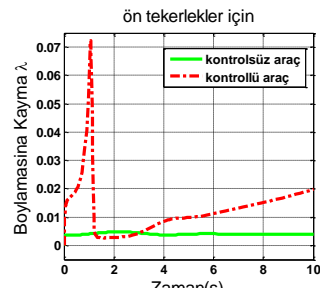
(e)



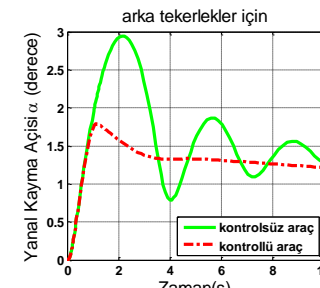
(f)



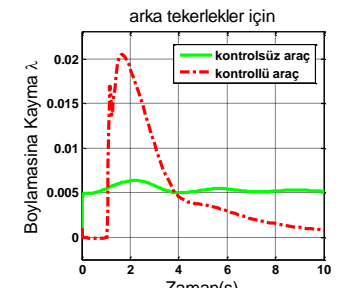
(g)



(h)

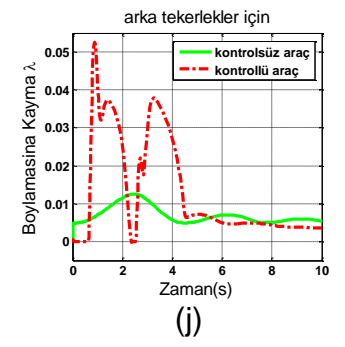
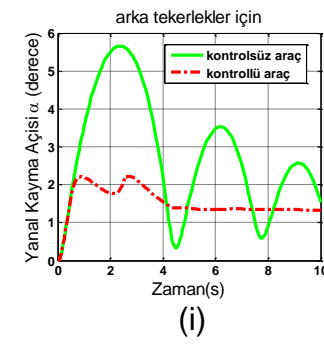
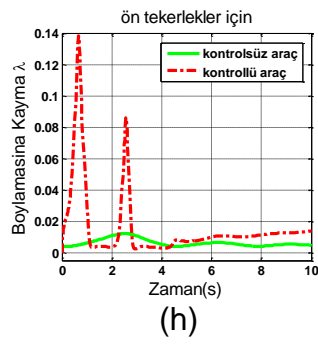
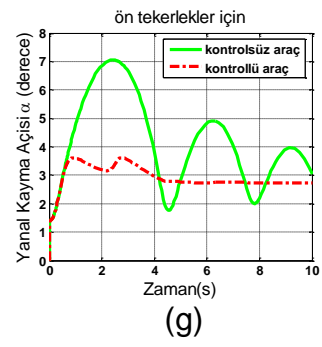
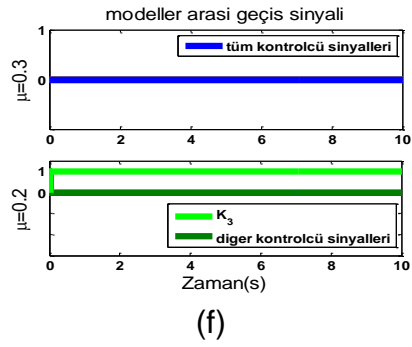
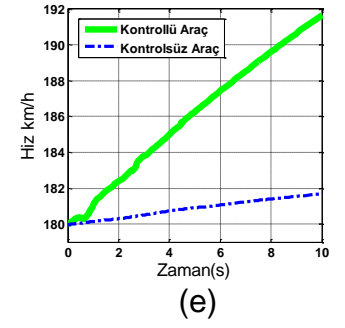
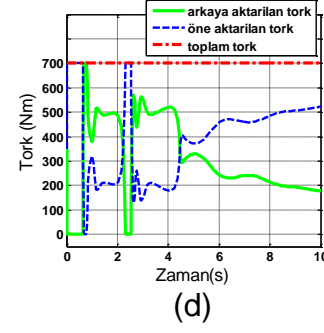
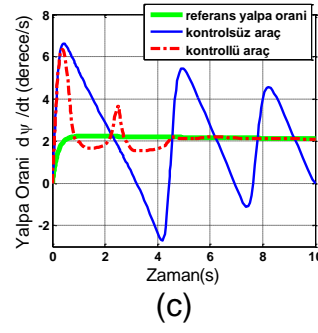
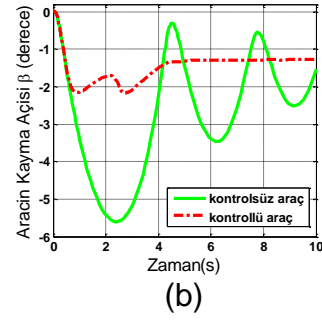
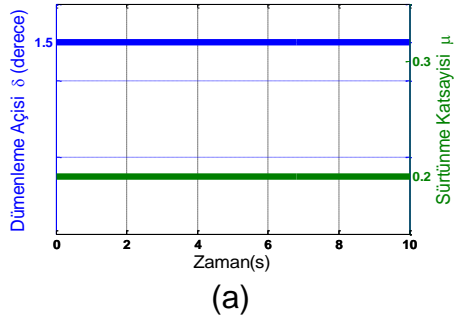


(i)

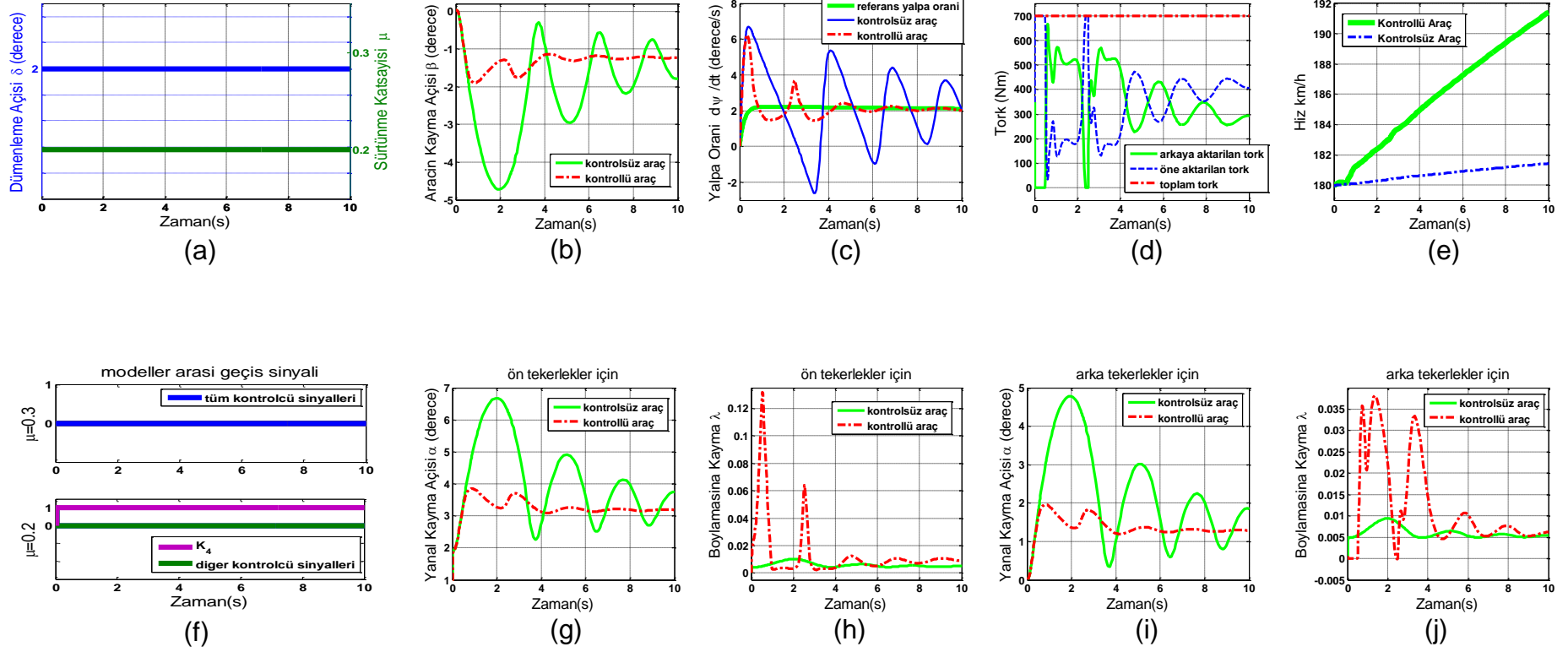


(j)

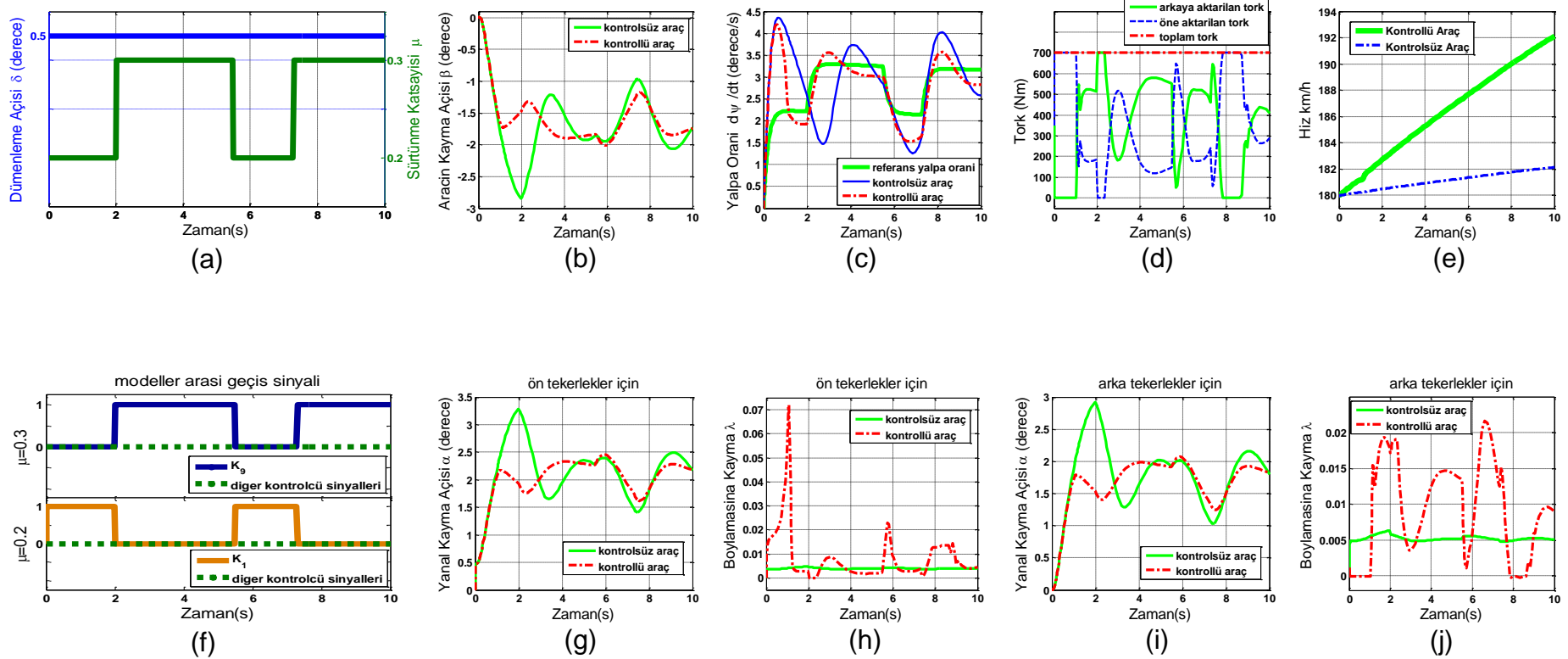
Şekil 5.20. Hız 180 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



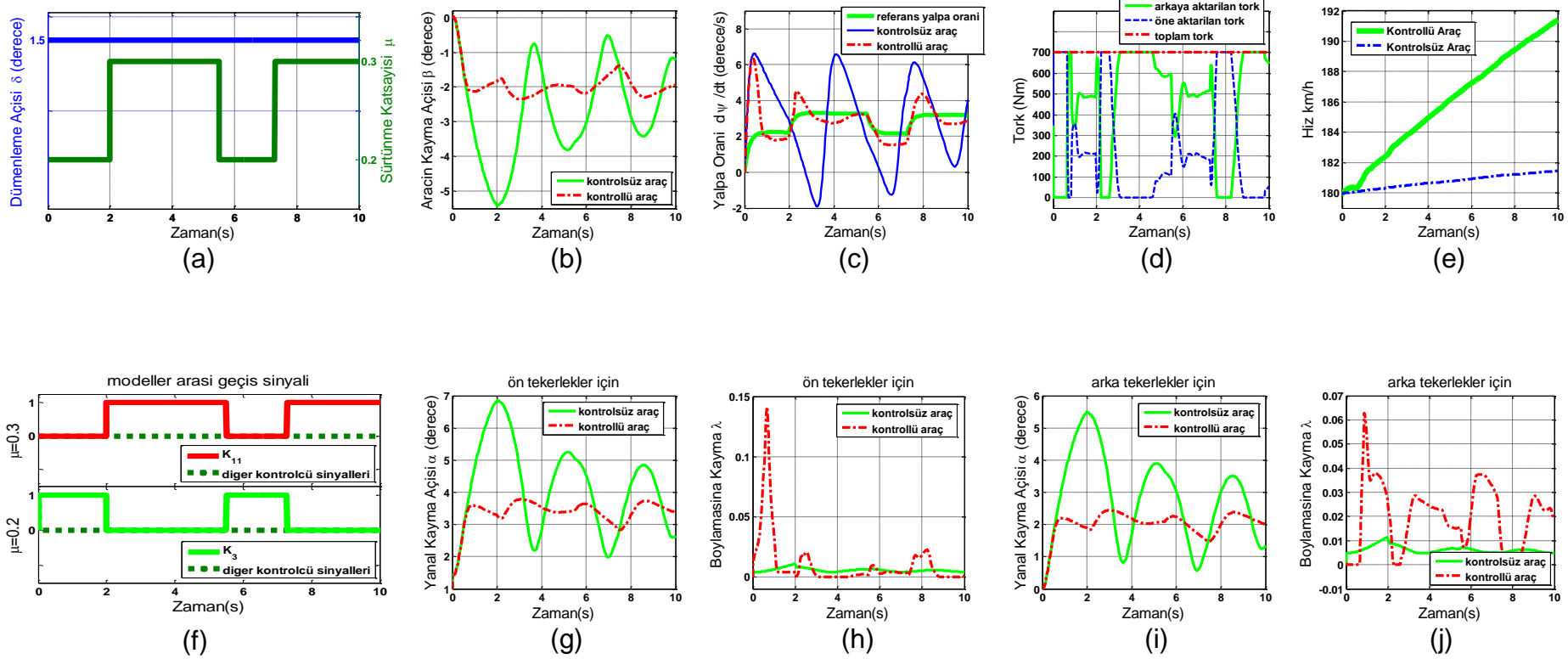
Şekil 5.21. Hız 180 km/h iken 1.5 derece adım dürmenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



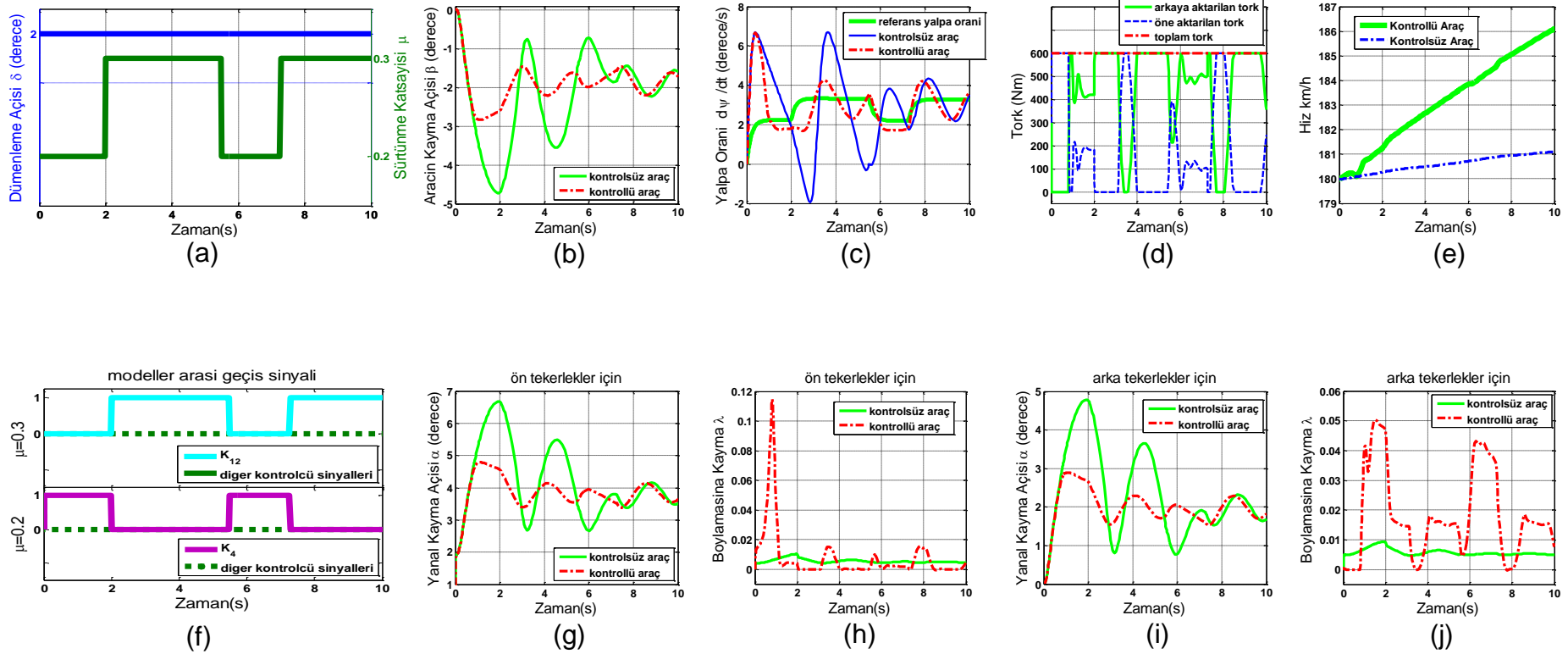
Şekil 5.22. Hız 180 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve sabit 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



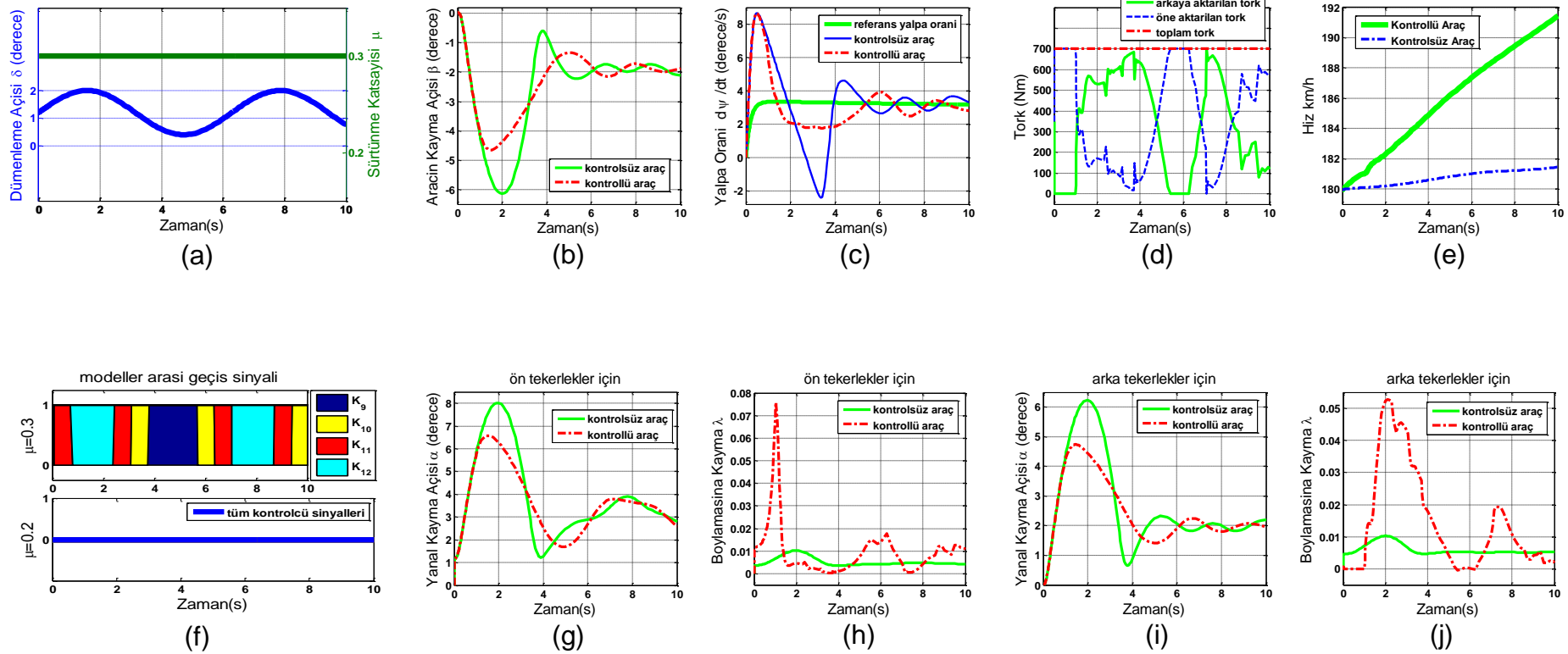
Şekil 5.23 . Hız 180 km/h iken 0.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



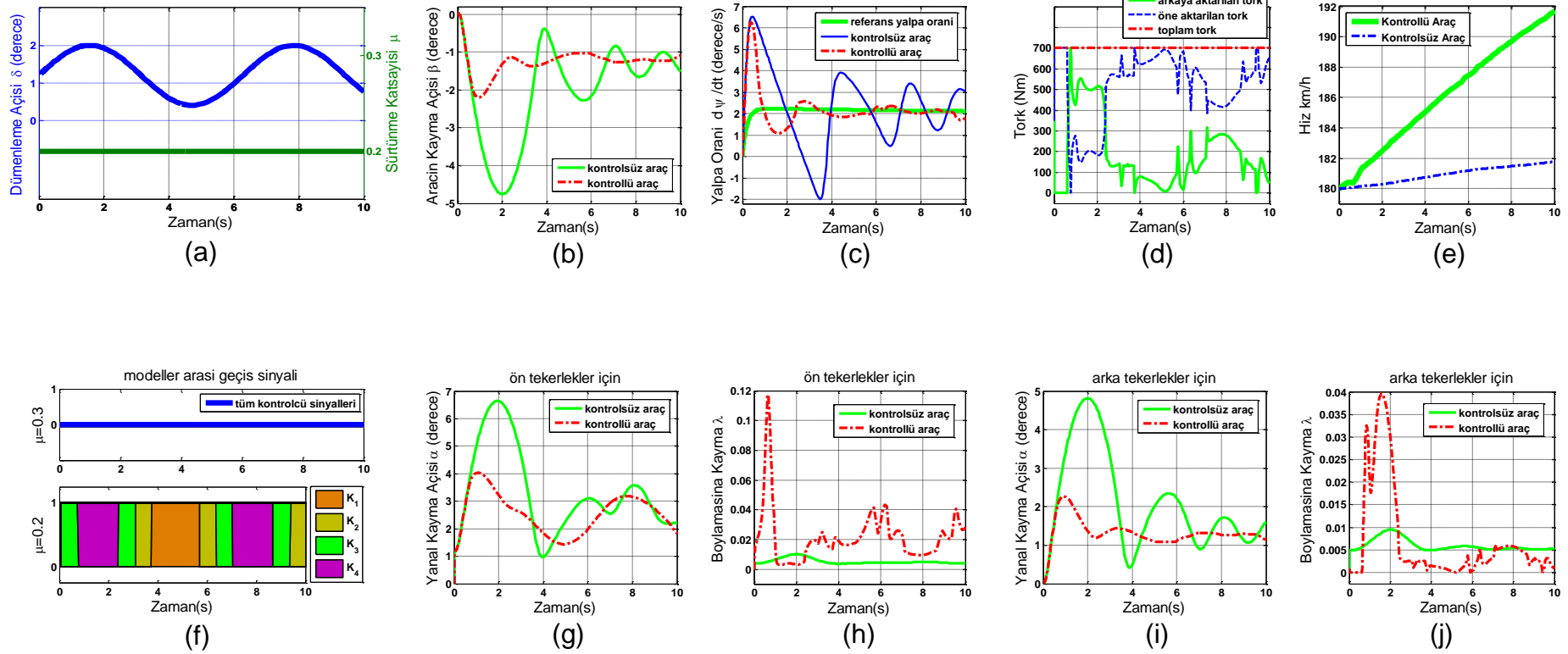
Şekil 5.24. Hız 180 km/h iken 1.5 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



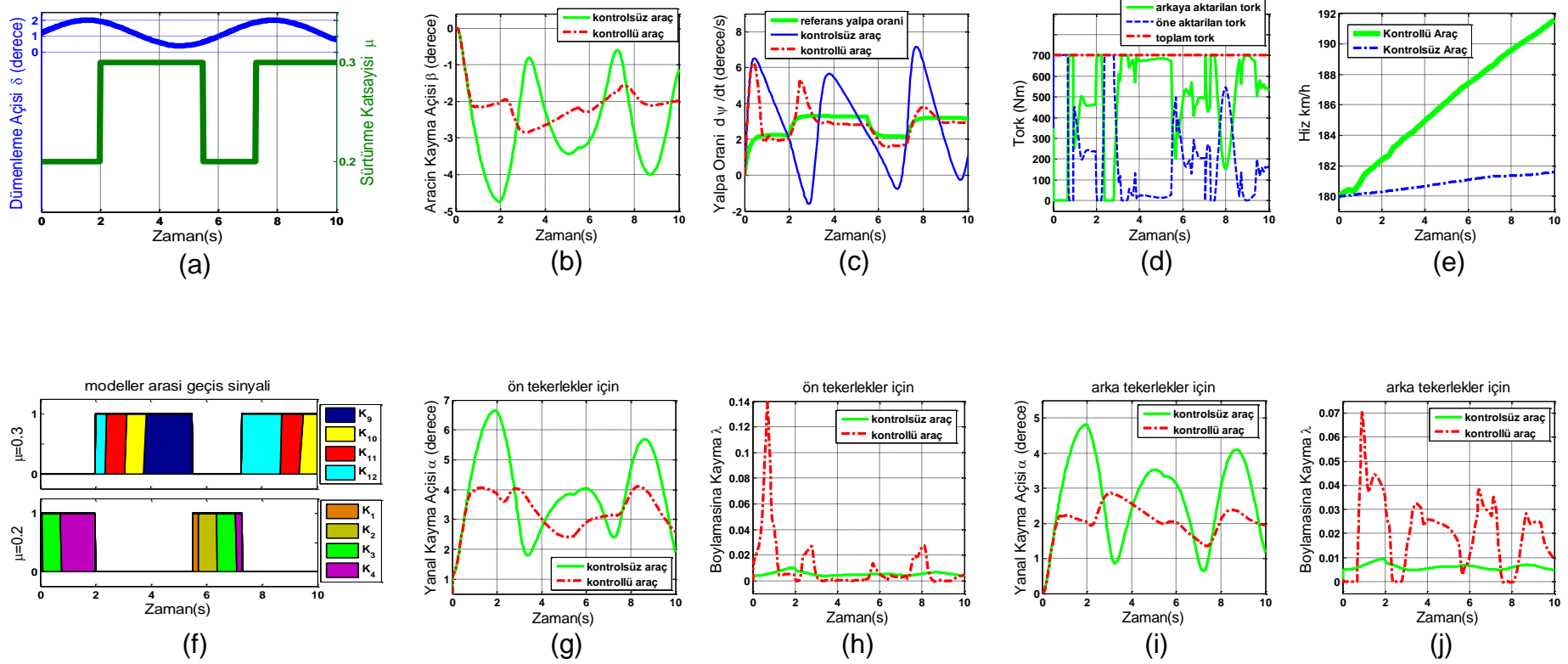
Şekil 5.25. Hız 180 km/h iken 2 derece adım dümenleme ve 0.2-0.3 de değışken profilli sürtünme katsayısında grafikler



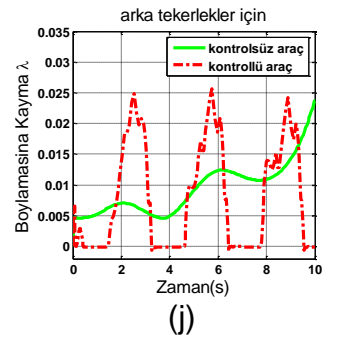
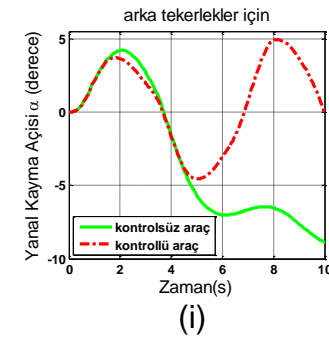
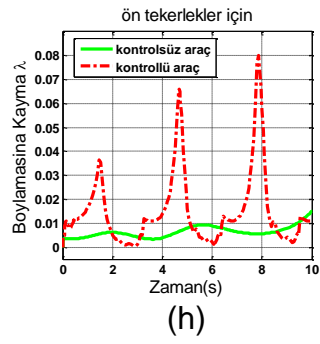
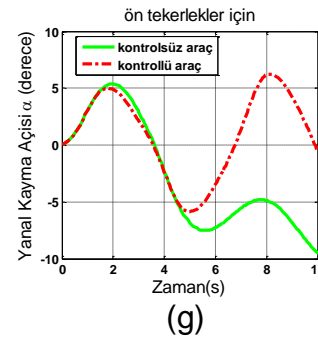
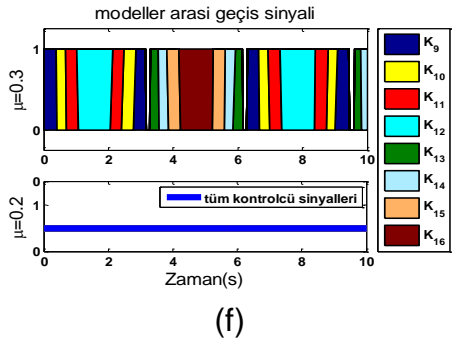
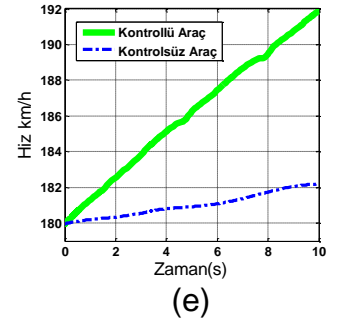
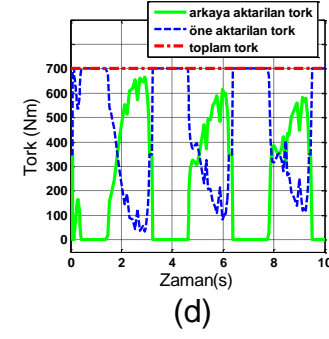
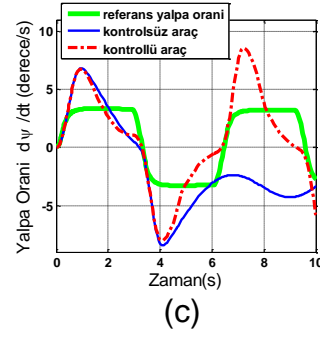
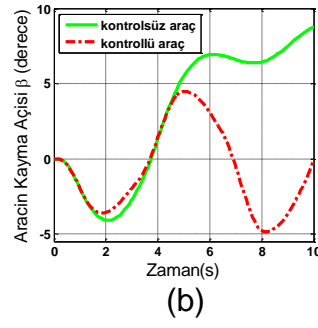
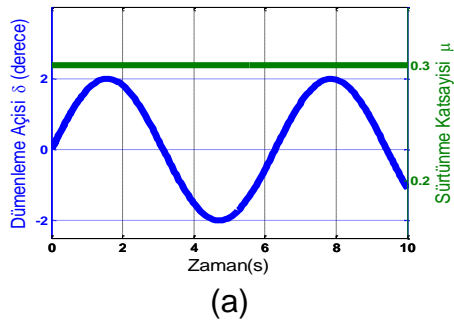
Şekil 5.26. Hız 180 km/h iken yalnız positif (0.4 ve 2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



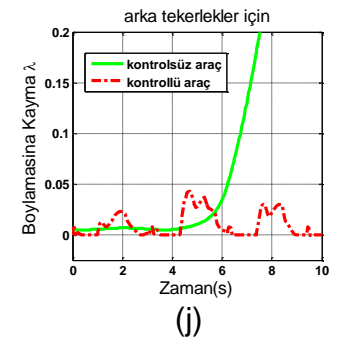
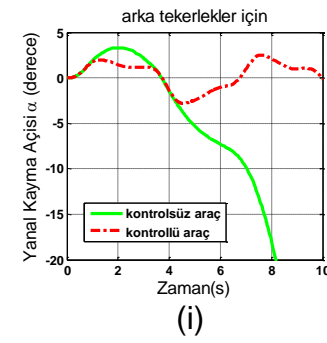
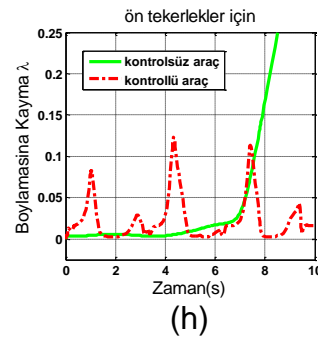
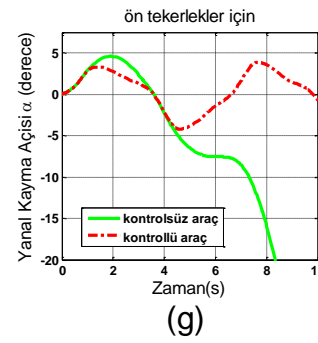
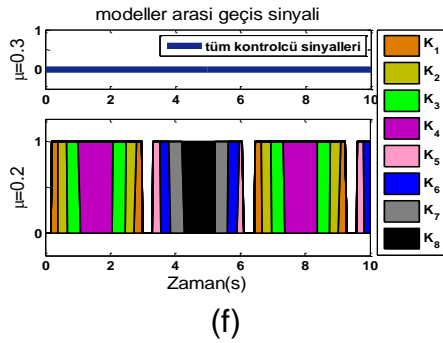
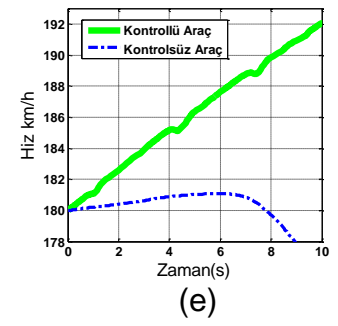
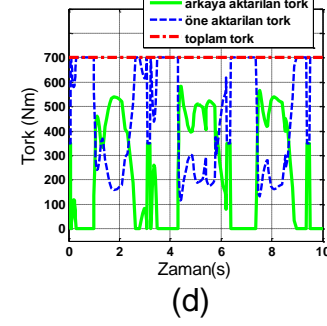
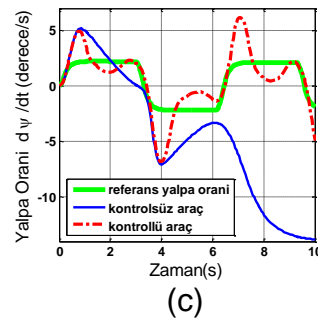
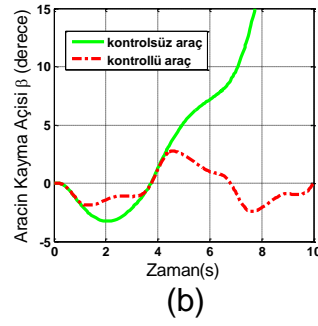
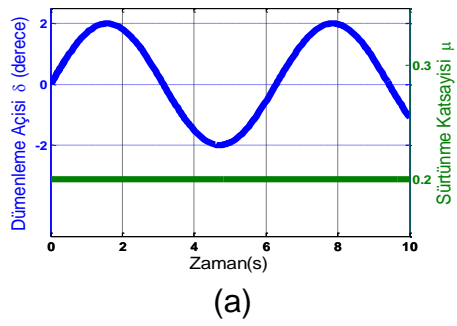
Şekil 5.27. Hız 180 km/h iken yalnız positif (0.4 ve 2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



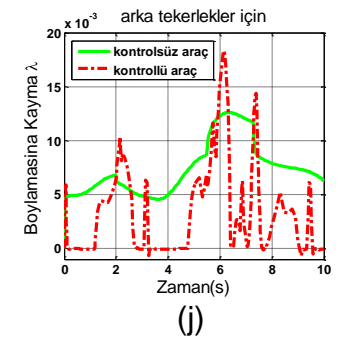
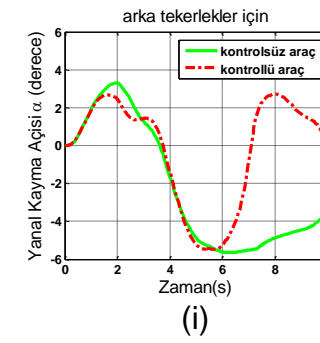
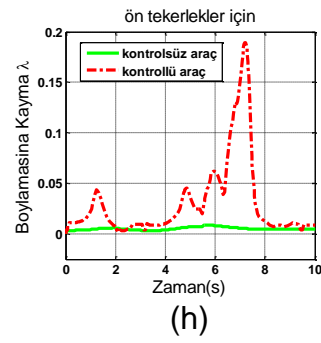
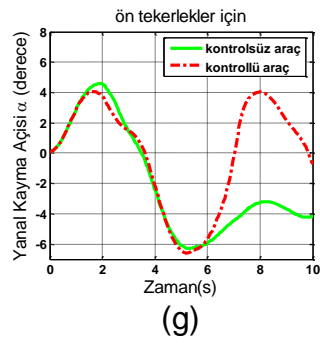
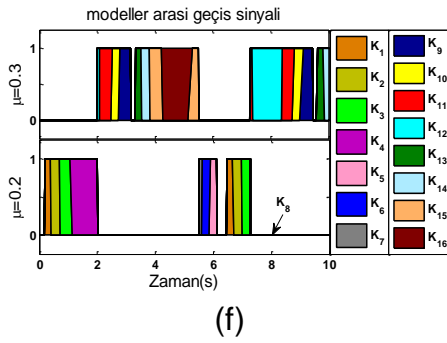
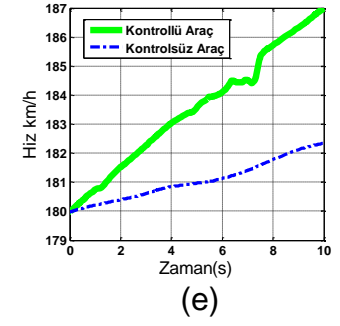
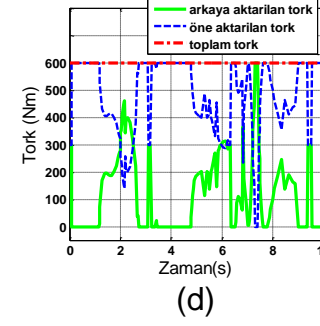
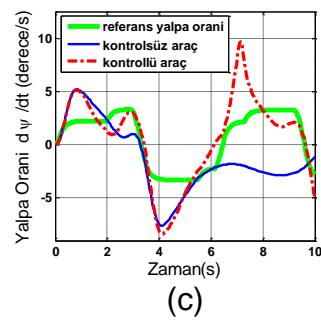
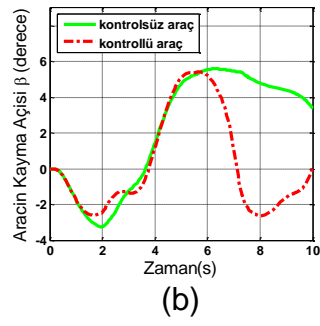
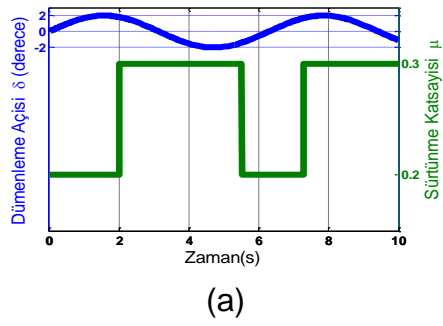
Şekil 5.28. Hız 180 km/h iken yalnız positif (0.4 ve 2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında grafikler



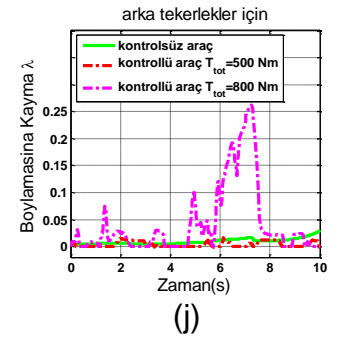
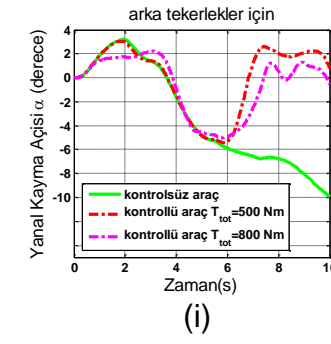
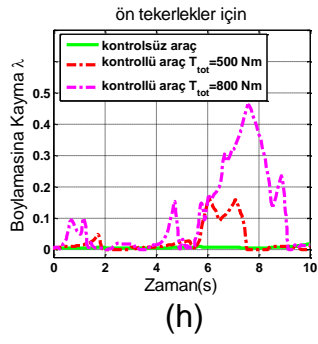
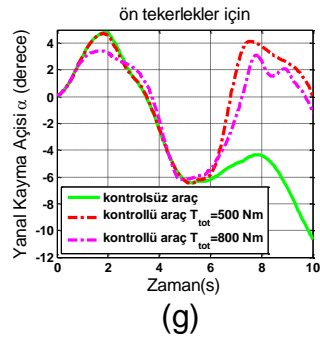
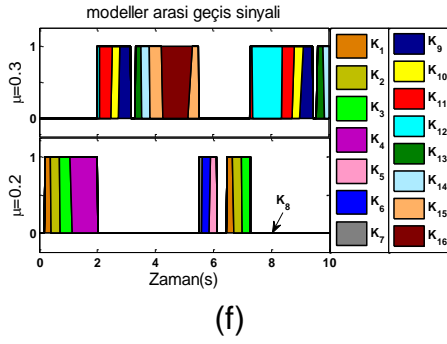
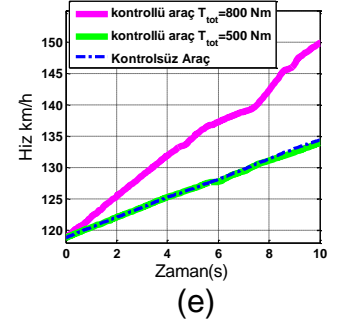
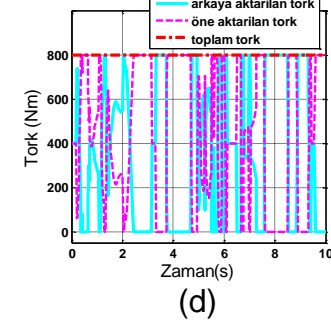
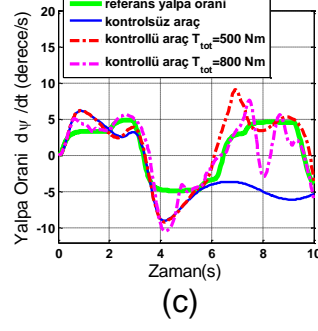
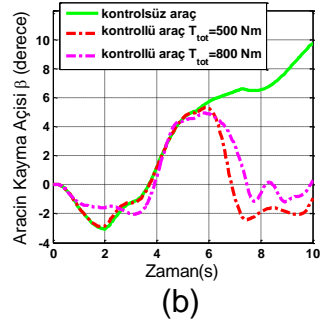
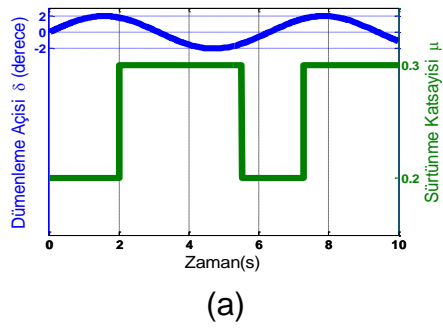
Şekil 5.29. Hız 180 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.3 sürtünme katsayısında grafikler



Şekil 5.30. Hız 180 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2 sürtünme katsayısında grafikler



Şekil 5.31. Hız 180 km/h iken positif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değışken profilli sürtünme katsayısında grafikler



Şekil 5.32. Toplam tork arttırıldığında, hız 120 km/h iken, pozitif-negatif (-2 ve +2 derece arası) genlikli sinüs dümenleme ve 0.2-0.3 de değişken profilli sürtünme katsayısında; Şekil 5.16 ile karşılaştırma grafikleri

5.4.2 Benzetim Sonuçlarının Analizi

0.5, 1.5 ve 2 derecelik adım girdisi ile dümenleme için verilen Şekil 5.5-5.13'teki ve Şekil 5.20-5.28'deki grafiklerde, sistemler arası bir geçiş olmadan, o sistemin kontrolcüsünün etkinliği görülebilmektedir. Bu şartlarda, tek geçiş, değişen sürtünme profilinde, iki sistem arasındaki atlamada yaşanmaktadır (Şekil 5.11-5.13 ve Şekil 5.26-5.28). Buna göre artan dümenleme açısı (ör: Şekil 5.8'e karşılık Şekil 5.10 veya Şekil 5.20'e karşılık Şekil 5.22), düşen (ör: Şekil 5.6'ya karşılık Şekil 5.9 veya Şekil 5.20'ye karşılık Şekil 5.23) ve verilen değişken profilli sürtünme katsayısı (ör: Şekil 5.11'e karşılık Şekil 5.13 veya Şekil 5.26'ya karşılık Şekil 5.28) için elde edilen grafiker gösterir ki, bu sistemler için kontrolcüler daha etkindir. Zira, aracın kayma açısında salınımlar önemli ölçüde düşmekte ve daha iyi yalpa oranı referansı takibi sağlanmaktadır. Yalnız pozitif genlikli sinüs dümenlemesi verilen ve sürtünme katsayısının aynı olduğu durumlarda (Şekil 5.14, Şekil 5.15, Şekil 5.29, Şekil 5.30) dört sistem arasında (tümü ya sürtünme katsayısı 0.2 ya da 0.3 için) sürtünme profilinin kullanıldığı durumlarda (Şekil 5.16 ve Şekil 5.31) ise sekiz sistem arasında (dördü sürtünme katsayısı 0.2 dördü 0.3 için) geçiş olmaktadır. Pozitif-negatif genlikli sinüs dümenlemesi ve sürtünme katsayısının aynı olduğu durumlarda (Şekil 5.17, Şekil 5.18, Şekil 5.32, Şekil 5.33) sekiz sistem arasında (tümü ya sürtünme katsayısı 0.2 ya da 0.3 için) sürtünme profilinin kullanıldığı durumlarda (Şekil 5.19 ve Şekil 5.34) ise on altı sistem arasında (sekizi sürtünme katsayısı 0.2 sekizi 0.3 için) geçiş olmaktadır. Geçişlerde aşma (overshoot) ve düşme (undershoot) görülse de bu oldukça kısa sürelidir ve geçiş sonrasında sistem toparlanmaktadır. Dolayısıyla sistem geçişlerinde kararlılık gösterilmiştir.

Algoritma temelde, motorda üretilmiş ve şanzımandan geçmiş torkun ön ve arka aksa hangi miktarda aktarılacağını tayin etmektedir. Aracın önden veya arkadan savruluyor olması, hangi aksa tork aktarılacağına ve aracın ne ölçüde savrulmakta olduğu da, ne kadar tork aktarılacağına belirleyici olacaktır. Doğru tork aktarımı ile araç kararlı ve güvenli sürüşü devam ettirebilecektir. Fiziksel anlamda ve matematiksel ifadesiyle kararlı ve güvenli sürüş aracın kayma açısı β değerinin mümkün olduğunca düşük (ya da 0 yakın) ve çabuk toparlanabiliyor olması (azalan salınımlar) ile yalpa oranı ψ değerinin verilen referans değerini takip etmesi anlamına gelir. Yine boylamasına kayma λ değeri aracın tekerlekleri dönmeksizin, bir bütün kütle gibi kayması anlamına gelen 1 değerine uzak olması

gerekir. Yanal kayma açısından, α , tork aktarımını takip etmek mümkündür. Zira, aktarılan tork boylamasına kuvveti, bu da sürtünme çemberine göre yanal kuvveti değiştirir. Grafiklerde yanal kayma açısı, ne/arkaya aktarılan tork miktarına göre farklıdır. Ayrıca, kontrollü araçtaki tork artışı yanal kayma açısını da düşürmektedir. Yine yanal kayma açısında salınımlar olsa da belli bir değer etrafında olması ve hatta tork aktarımının dengelenmesi durumunda belli bir değere yakınsaması/oturması beklenebilir ve çalışmada da bu şekilde gözlemlenmiştir (şekil 5.23, şekil 5.24, şekil 5.25). Ancak, kontrollü araçta yanal kayma açısı kararsız bir seyir izlememelidir ve gözlemler yine bu beklentiyi karşılar niteliktedir. Zira, şekil 5.17, şekil 5.18, şekil 5.19, şekil 5.32, şekil 5.33, şekil 5.34 görüleceği gibi, kontrolsüz araç savrulmaktadır.

180 km/h'lik hızın olduğu sonuçların tümünde daha yüksek performans ihtiyacı varken bunu karşılar nitelikte 120 km/h'lik duruma göre daha iyi kontrol gözlenmektedir (şekil 5.20'den şekil 5.34'e).

Tork artışıının hızlanmaya sebep olsa da, özellikle, yalpa oranı referans takibindeki başarımı açıktır. Burada, 10 km/h'lik bir hız artışı dayanıklı kalınacak hız aralığını da aşmamak üzere makul ve tolere edilebilir bulunmuş ve bu yaklaşım gözetilerek tork arttırılmıştır (r: şekil 5.27 (d),(e)). Daha yüksek torkun başarımına etkisine örnek olması açısından şekil 5.35'teki grafikler verilmiştir. Aracın kayma açısı, yalpa oranı referans takibi, ve lasitęin yanal kayma açısında iyileşmeler grlmektedir ancak hız artışı 20 km/h mertebesindedir.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada bazı karayolu taşıtlarında kullanılan aktif merkezi diferansiyel için bir kontrol algoritması oluşturulmuştur.

Kayma-kuvvet grafiğinin doğrusal olmayan bölgesinde, dördü pozitif taraftan ve dördü de negatif taraftan olmak üzere sekiz işletim noktası seçilmiş ve sistem bu noktalar etrafında doğrusallaştırılmıştır. Değişen sürtünme katsayısı için yine sekiz nokta seçilmiş ve sistem noktalar etrafında doğrusallaştırılmıştır. Hıza karşı dayanıklılık sağlamak adına, hız parametrik (v) bırakılmıştır. Fakat, bu durum, sistem matrislerinin herbir elemanını v 'e bağlı oldukça karmaşık bir formda bırakmaktadır. Bu nedenle, her bir sistem matrisi elemanına, ikinci dereceden bir polinom eğrisi uydurulmuştur. Dolayısıyla, her sistem bir ilgin (afin) fonksiyon olarak ifade edilmiştir. Başka bir deyişle, her bir sistem, üç alt sistem içermektedir. Tüm bu sistemler için, kutup yerleştirmeye birlikte ifade edilen bir seri doğrusal matris eşitsizliklerinin (LMI) çözümü ile kontrolcü kazancı değerleri elde edilmiştir. Bu, her sistemin üç alt sistemi için ortak Lyapunov matrisi elde edilebildiği anlamına gelir ki böylece eğri uydurmayla oluşturulan ilgin fonksiyonun, sistem matrisini ifade ettiği gösterilmiş olur. Yine, geribeslemeli tüm sistemler için LMI kullanılarak ortak bir Lyapunov matrisi aranmış ve LMI sistemi gerçekleştirilmiştir. Böylece, toplamda on altı olan ana sistemler arasında yapılacak geçişin kararlılığı koruyacağı gösterilebilmiştir. Algoritmada, geçişler, dümenleme açısına bağlı olarak yapılmaktadır. Dümenleme açısının belirli bir aralığı, aynı zamanda doğrusallaştırmanın yapıldığı en yakın işletim noktasının etrafındadır ve kullanıcı tanımlı bir fonksiyonla, değişen dümenlemelerin belirli aralıklarında, o sistemle ilgili kontrolcü devreye girmektedir. Daha iyi yalpa oranı referansı takibi için bir P oranlı kontrolcü kazancı değeri kullanılmıştır.

Gözlemleri altı genel maddede tartışmak, toparlamak mümkündür:

- 1) Sürtünme katsayısı, μ , 0.3'ten 0.2'ye düşüncü, yani, daha az sürtünmeli bir zeminde daha fazla savrulmanın görülmesinin muhtemel ve referans yalpa oranı değerinin daha düşük olduğu şartlarda, kontrolcü etkinliği belirgin şekilde görülmektedir. Başka bir deyişle, artan kontrol ihtiyacı karşılanmaktadır.

- 2) Dümenleme açısının açısının artışıyla ekstrem hale gelen manevralarda, kontrolcü etkinliği belirgin şekilde görülmektedir.
- 3) Hız 180 km/h iken, 120 km/h'ye göre aracın kararlılık durumu daha düşük bir yalpa oranında sağlanabilmektedir (bk. Eşitlik 5.5). Dolayısıyla 180 km/h'lik hızla daha ekstrem hale gelen sürüşte kontrolcü etkinliği belirginleşmektedir.
- 4) İlk üç maddede verilen ve nispeten daha ekstrem hale gelen tüm durumlarda iyi yalpa oranı referansı takibi ve aracın kayma açısını daha çabuk toparlamak için tork ihtiyacının arttığı görülmektedir. Pozitif-negatif genlikli sinüs dümenlemesi ve sürtünme katsayısının 0.2-0.3 değerleriyle değişen profil ile verildiği durumlarda, aktarılan torkun, sağlanan toplam torka dayanması, bu ihtiyacın çok daha fazla olduğunu göstermektedir.
- 5) Kararlı sürüş için kontrolcünün daha fazla torkta daha fazla işlevsellik sağaldığından söz edildi. Bu tork ihtiyacının karşılandığı durumlarda (kontROLSÜZ araç 500 Nm tork üretirken kontrollü araca 600-700 Nm tork verilmesi durumunda) aracın hızında artış görülmektedir.
- 6) Çalışmada LMI'nın kutup yerleştirme ile etkin kullanıldığı geçişler sırasında aşırı/düşük salınımlar görülse de tüm süre boyunca geçişi kararsızlığa götüren bir tepki görülmemesinden anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada, sonuçlar derlenirken, hızdaki artış kontrolcüsüz araca göre 10 km/h'ye kadar makul ve tolere edilebilir olarak değerlendirilmiştir. Bu hız artışında, sürücünün, aracın kararlılığını koruma eğiliminin de çalışmada oluşturulan kontrol algoritması ile denetimi sağlanıyorken, ne tür bir ihtiyaçla tepki vereceği, örneğin, frene basıp basmayacağı, ayrı bir analiz konusudur. Yine belirtmek gerekir ki; düşük oranda, ancak, nispeten boylamasına kayma ve hız artışına rağmen, yüksek tork, daha iyi yalpa oranı referans takibi, kayma açısında daha hızlı toparlanma ve tekerleklerin yanal kayma açısında nispeten azalma sağlamaktadır. Söz edildiği gibi, ekstremleşen sürüşte, tork gerekliliği tespit edilmiştir. Bu noktada, torku üretecek motor ve düzenleyecek aktarma organlarının nitelik ve kapasitesinin, endüstride tasarım için bağlayıcı olmakla birlikte, ayrı bir konu olduğu değerlendirilmiştir. Oluşturulan algoritma araçlardaki bir hız sabitleyici sistem ile entegre edilerek başarımının değerlendirilmesi önerilebilir.

Bu çalışmayla, gösterilmiştir ki; benzetimlerden alınan yukarıdaki grafikler değerlendirildiğinde, tüm durumlarda, kontrollü aracın tepkisindeki salınımlar, kontrolsüz aracından kayda değer ölçüde düşüktür. Kayma gözlense de, kontrolsüz araca göre oturma zamanı kısalmıştır. Tork Zaman grafiklerindeki yer yer sıfıra oturma ve toplam tork değerine varma , verilen direksiyon açısının, sistemin doğrusallaştırıldığı işletim noktalarına gelmesi süresindeki tepki gecikmesi kaynaklıdır. Günümüz binek araçlarında, yüksek devirde bir motorun, 200 Nm tork ürettiği örnek gösterilir ve son çevrim oranı da dikkate alınırsa, akslara ulaşan ortalama 600 Nm mertebesindeki tork değerinin makul olduğu görülür.

Sonuç olarak, çalışmada önerilen yöntemlerin etkin olduğu merkezi diferansiyelin aktif kontrolünün, değişen yol şartlarında (farklı sürtünme katsayılarında) araca dinamik kararlık sağlayacağı, bu yönüyle günümüzde yaygınlıkla kullanılan, frenlemeyle kontrol yapan aktif güvenlik sistemlerine önemli bir alternatif olabileceği gösterilmiştir. Öyle ki; oldukça düşük kabul edilebilecek 0.2'lik bir sürtünme katsayısında, 180 km/h gibi yüksek hızda ve sağa-sola sürekli (-2 ve +2 derece arası pozitif-negatif genlikli) dümenleme ile zorlu kılınmış sürüş şartında, herhangi bir frenleme yapmaksızın, araç denetimi sağlanabilmiştir. Bu yönüyle, tork aktarımını kontrol eden bu teknolojinin, ESP gibi frenleme ile denetim sağlayan, sürücünün hızlanmasını engelleyerek boylamasına başarımda yetersiz kalan sistemlere üstünlüğü açıktır. Bu bağlamda, ESP'nin birçok parametreyi ölçerek işlem yapmasının performansına artı değer kattığı da aktif diferansiyelle karşılaştırılırken göz önünde bulundurulmalıdır. Farklı işletim noktaları için çoklu modellerin, bunlar için belirlenen kontrolcülerin ve aralarındaki başarılı geçişlerin; lastiklerin doğrusal olmayan davranış gösterdiği bölgelerde sistem denetimi sağlamış olması da önemlidir.

Jenerik veriler kullanan araç modelleri içeren CARSIM programı ile çalışmanın doğrulanması ve algoritmanın pazardaki araçlara entegrasyonu senaryoları çalışmanın devamı için teşvik edici unsurlardır. Yine; bugün, artık sıkça duymakta olduğumuz ve genişleyen sahada çalışmaların yürütüldüğü hibrit araçlar teknolojisinde, elektrik motoru ve içten yanmalı motorun verimli kullanımı ile artan tork ihtiyacını karşılayabilen sistemlere, tork yönetimi temelinde sürüş kararlılığı sağlayacak bu tür algoritmaların entegrasyonu da üzerinde durulmaya değerdir.

EKLER

Ek A Doğrusal Olmayan β -Bisiklet Modelinin Türetilmesi

Kuvvet ve moment denklemleri yazılır:

$$J_z \ddot{\psi} = F_{f,x} l_f \sin \delta + F_{f,y} l_f \cos \delta - F_{r,y} l_r \quad (\text{A.1})$$

$$M(\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \sin \beta) = F_{f,x} \cos \delta - F_{f,y} \sin \delta + F_{r,x} \quad (\text{A.2})$$

$$M(\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cos \beta) = F_{f,x} \sin \delta + F_{f,y} \cos \delta + F_{r,y} \quad (\text{A.3})$$

$$J_f \dot{\omega}_f = T_{tot} - k(\omega_f - \omega_r) - F_{f,x} r = T_f - F_{f,x} r \quad (\text{A.4})$$

$$J_r \dot{\omega}_r = k(\omega_f - \omega_r) - F_{f,x} r = T_r - F_{f,x} r \quad (\text{A.5})$$

Eşitlik A.2'den

$$\dot{v} = \frac{a}{M \cos \beta} + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \tan \beta \quad (\text{A.6})$$

$$a = F_{f,x} \cos \delta - F_{f,y} \sin \delta + F_{r,x} \quad (\text{A.7})$$

Eşitlik A.3'de \dot{v} 'i elde etmek için \dot{v} yerine konulursa:

$$\left[\left(\frac{a}{M \cos \beta} + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \tan \beta \right) \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cos \beta \right] = \frac{b}{M} \quad (\text{A.8})$$

$$\dot{\beta} = \frac{b - a \tan \beta}{Mv(\cos \beta + \tan \beta \sin \beta)} - \dot{\psi} \quad (\text{A.9})$$

$$b = F_{f,x} \sin \delta + F_{f,y} \cos \delta + F_{r,x} \quad (\text{A.10})$$

$$\cos \beta + \tan \beta \sin \beta = \frac{\cos^2 \beta - \sin^2 \beta}{\cos \beta} = \frac{1}{\cos \beta} \quad (\text{A.11})$$

$$\dot{\beta} = \frac{b \cos \beta - a \sin \beta}{Mv} - \dot{\psi} \quad (\text{A.12})$$

$$\dot{v} = \frac{a}{M \cos \beta} + v \left(\frac{b \cos \beta - a \sin \beta}{Mv} - \dot{\psi} + \dot{\psi} \right) \tan \beta \quad (\text{A.13})$$

$$\begin{aligned} \dot{v} &= \frac{a}{M \cos \beta} + \frac{b \cos \beta \sin \beta - a \sin^2 \beta}{M \cos \beta} = \frac{a(1 - \sin^2 \beta) + b \cos \beta \sin \beta}{M \cos \beta} = \\ &= \frac{a \cos^2 \beta + b \cos \beta \sin \beta}{M \cos \beta} = \frac{a \cos \beta + b \sin \beta}{M} \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

a ve b değerleri yerine konulduğunda:

$$\dot{v} = \frac{F_{f,x} \cos(\delta - \beta) - F_{f,y} \sin(\delta - \beta) + F_{r,x} \cos \beta + F_{r,y} \sin \beta}{M} \quad (\text{A.15})$$

$$\dot{\beta} = \frac{F_{f,x} \sin(\delta - \beta) + F_{f,y} \cos(\delta - \beta) - F_{r,x} \sin \beta + F_{r,y} \cos \beta}{Mv} - \dot{\psi} \quad (\text{A.16})$$

Buna göre doğrusal olmayan beta araç modeli şöyle ifade edilir:

$$\begin{aligned} \dot{v} &= \frac{F_{f,x} \cos(\delta - \beta) - F_{f,y} \sin(\delta - \beta) + F_{r,x} \cos \beta + F_{r,y} \sin \beta}{M} \\ &= f_1(v, \beta, \dot{\psi}, \omega_f, \omega_r, \delta) \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= \frac{F_{f,x} \sin(\delta - \beta) + F_{f,y} \cos(\delta - \beta) - F_{r,x} \sin \beta + F_{r,y} \cos \beta}{Mv} - \dot{\psi} \\ &= f_2(v, \beta, \dot{\psi}, \omega_f, \omega_r, \delta) \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

$$J_z \ddot{\psi} = F_{f,x} l_f \sin \delta + F_{f,y} l_f \cos \delta - F_{r,y} l_r = f_3(v, \beta, \dot{\psi}, \omega_f, \delta) \quad (\text{A.19})$$

$$J_f \dot{\omega}_f = T_f - F_{f,x} r = f_4(v, \beta, \dot{\psi}, \omega_f, \delta, T_f) \quad (\text{A.20})$$

$$J_r \dot{\omega}_r = T_r - F_{r,x} r = f_5(v, \beta, \dot{\psi}, \omega_r, \delta, T_r) \quad (\text{A.21})$$

KAYNAKLAR

- [1] M. Canale, L. Fagiano, M. Milanese, and P. Borodani, Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques, *Control Engineering. Practice*, vol. 15, no. 8, pp. 923–941, Aug. **2007**.
- [2] N. Highway, *Statistical Analysis of the Effectiveness of Electronic Stability Control (ESC) Systems Final Report*, July, **2007**.
- [3] Lie, A., Tingvall, C., Krafft, M., Kullgren, A., “the effectiveness of esc (electronic stability control) in reducing real life crashes and injuries *Traffic Injury Prevention*, 7:1, 38-43, 15 Aug **2006**.
- [4] Electronic Stability Control (Esc), *Institute for Road Safety Research, SWOV Fact sheet*, pp. 1–5, Leidschendam, the Netherlands July **2010**
- [5] D.Piyabongkarn, J.Grogg, Q.Yuan, J.Lew Adaptive R.Rajamani, Dynamic Modeling of Torque-Biasing Devices for Vehicle Yaw Control, *SAE International*, **2006**.
- [6] Piyabongkarn, D., Rajamani, R., and Lew, J. Y., “On the use of torque-biasing devices for vehicle stability control,” *Proceedings of the 2006 American Control Conference* Minneapolis, Minnesota, USA, June 14-16, **2006**.
- [7] Piyabongkarn, D., Lew, J. Y., Rajamani, R., Grogg, J. A., and Yuan, Q., Brief Papers On the Use of Torque-Biasing Systems for Electronic Stability Control: Limitations and Possibilities, *IEEE Transactions on control systems technology*, vol. 15, no. 3, May **2007**.
- [8] Torii, S., Yaguchi, E., Ozaki, K., Jindoh, T., Owada, M. and Naitoh, G., Electronically Controlled Torque Split System for 4WD Vehicles, *SAE Passenger Car Meeting & Exposition*, Dearborn, Michigan, September **1986**.
- [9] Drenth, E.F., Verification of the Haldex LSC System Performance, *15th ADAMS European Users’ Conference*, Rome, **2000**.
- [10] Fischer, G., Pfau, W., Braun, H.S. and Billig, C., xDrive: The New Four-Wheel Drive Concept in the BMW X3 and BMW X5”, *ATZ Worldwide*, Vol. 106, February **2004**.
- [11] Liebemann, E.K., Meder, K., Schuh, J. and Nenninger, G., Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP), *SAE Paper No. 2004-21-0060*.
- [12] Huchtkoetter, H. and Gassmann, T., Vehicle Dynamics and Torque Management Devices, *SAE Paper No. 2004-01-1058*.
- [13] J. Park and W.J. Kroppe, “Dana Torque Vectoring Differential Dynamic Trak,” *SAE Paper No. 2004-01-2053*.
- [14] Wheals J.C., et al., Torque Vectoring Driveline: SUV-based Demonstrator and Practical Actuation Technologies, *SAE Paper No. 2005-01-0553*.
- [15] Atsumi, Y., Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System, *Presentation, Vehicle Dynamics EXPO 2005*, Stuttgart, Germany, June **2005**.

- [16] Ushiroda, Y., Sawase, K., Takahashi, N., Suzuki K. and Manabe, K. Development of Super AYC, *Technical Review*, No. 15. **2003**.
- [17] Sawase, K. and Sano, Y., Application of Active Yaw Control to Vehicle Dynamics by Utilizing Driving/Braking Force, *JSAE Review 20*, Paper No. 9930801, pp. 289-295, **1999**.
- [18] Ikushima, Y. and Sawase, K., A Study on the Effects of the Active Yaw Moment Control, *SAE International Congress and Exposition*, Detroit, Michigan, February **1995**.
- [19] Nievelstein, M., Vehicle Stabilization with Torque Distribution, *DCT 2004.107 Eindhoven*, September **2004**.
- [20] Panzani, G., Corno, M., Tanelli, M., Zappavigna, A., Savaresi, S.M., Fortina, A. and Campo, S. Designing on-demand four-wheel-drive vehicles via active control of the central transfer case, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, vol. 11, no. 4, December **2010**.
- [21] Jalali, K., *Stability Control of Electric Vehicles with In-wheel Motors*, A thesis Doctor of Philosophy, University of Waterloo, Mechanical Engineering, Waterloo, Ontario, Canada, **2010**.
- [22] Fallah S., Khajepour, A., Fidan, B., Chen, S. and Litkouhi, B., Vehicle Optimal Torque Vectoring Using State-Derivative Feedback and Linear Matrix Inequality, *IEEE T. Vehicular Technology*, **2013**.
- [23] J. A. E. Y. Lew, "Active Driveline Tork-Management System" Individual wheel-torque control for automotive safety applications *IEEE control systems magazine*, August, **2010**.
- [24] Pacejka, H.B., *Tire and Vehicle Dynamics (2nd ed.)*, Oxford Elsevier, **2006**.
- [25] Rajamani, R., *Vehicle Dynamics and Control*, New York Springer, **2006**.
- [26] Bozdemir, M., Todevski, D., *Yaw moment control using an active differential and Electronic Stability Control system (ESC)*, Master's Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden **2013**.
- [27] Solmaz, S., *Topics in Automotive Rollover Prevention: Robust and Adaptive Switching Strategies for Estimation and Control*, A thesis for Doctor of Philosophy, Hamilton Institute National University of Ireland, Maynooth, December, **2007**.
- [28] Scherer, C.W., Weiland, S., *Linear Matrix Inequalities in Control*, Stuttgart Research Centre for Simulation Technology (SRC SimTech) **2010**
- [29] Chilali, M., Gahinet, P., Hinf design with pole placement constraints: An LMI approach, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 06 August **2002**.
- [30] Wang, J., Wilson, D.A., Mixed GL2/H2/GH2 control with pole placement and its application to vehicle suspension systems, *International Journal of Control*, November, **2010**.

ÖZGEÇMİŞ

Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı: Eray Teoman ÖNDER
Doğum Yeri: Erzurum, TÜRKİYE
Medeni Hali: Bekâr
E-Posta: teosonder@gmail.com
Adresi: Hacettepe Üniversitesi Beytepe Kampüsü Öğrenci evleri A
Blok no:112

Eğitim:

Lise: Erzurum İbrahim Hakkı Fen Lisesi (2002-2005)
Lisans: Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Mühendisliği Programı (2005-2011/2005-2006 İngilizce Hazırlık Sınıfı ve 2006-2007 Almanca Hazırlık Sınıfı)
Yüksek Lisans: Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2011-2014)
Doktora: ---
Yabancı Dil: İngilizce: İleri
Almanca: Orta

İş Deneyimi:

- Araştırma Görevlisi, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü (10.2012) (Erzurum Teknik Üniversitesi'nden 35. Madde görevlendirmesiyle)
- Koç Holding Türk Traktör ve Ziraat Makineleri A.Ş.(03.2012 -09.2012)

Deneyim Alanları: ---

Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçesi:

Tezden Üretilmiş Yayınlar:

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

- Önder E..T., Baslamıslı S.Ç, Merkezi Diferansiyel için Hız Dayanımlı, Dogrusal Matris Esitsizlikleri Tabanlı ve Çoklu Model Geçisli Kontrolcü Tasarımı, *TOK'14 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK2014, Kocaeli, 2014.*
- Önder,E.T, Baslamıslı, S.Ç, Merkezi Diferansiyelin Çoklu Model Geçişiyile Aktif Kontrolü, *TOK'13, Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK2013, 26-28 Eylül , Malatya,2013.*