



**ARAÇLARDA ABS VE ESC SİSTEMLERİ İÇİN
DÜŞÜK HESAPLAMA YÜKÜNE SAHİP GÜRBÜZ
MODEL ÖNGÖRÜLÜ KONTROLCÜ TASARIMI**

Jaffar SEYYEDESMAEILI

Danışman: Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI
Doktora Tezi

Elektrik Elektronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı

2024

(Her hakkı saklıdır.)

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
KONTROL VE KUMANDA SİSTEMLERİ BİLİM DALI

**ARAÇLARDA ABS VE ESC SİSTEMLERİ İÇİN DÜŞÜK HESAPLAMA YÜKÜNE
SAHİP GÜRBÜZ MODEL ÖNGÖRÜLÜ KONTROLCÜ TASARIMI**

(Robust Model Predictive Controller Design with Low Computational Burden for ABS and
ESC Systems in Vehicles)

DOKTORA TEZİ

Jaffar SEYYEDESMAEILI

Danışman: Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI
İkinci Tez Danışmanı: Dr. Arash FARNAM

Erzurum
Eylül, 2024

KABUL VE ONAY TUTANAĞI

Jaffar SEYYEDESMAEİLİ tarafından hazırlanan “Araçlarda ABS Ve ESC Sistemleri İçin Düşük Hesaplama Yüküne Sahip Gürbüz Model Öngörülü Kontrolcü Tasarımı” başlıklı çalışması 19 / 09 / 2024 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak jürimiz tarafından ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ Ana Bilim Dalı, KONTROL ve KUMANDA SİSTEMLERİ Bilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı:	Prof. Dr. Ömer GÜNDOĞDU <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Danışman:	Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Prof. Dr. İbrahim Yücel ÖZBEK <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Doç. Dr. Barış ÖZYER <i>Atatürk Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Doç. Dr. Alirıza KALELİ <i>Samsun Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Doç. Dr. Kamil ORMAN <i>Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi</i>	Aslı ıslak imzalıdır
İkinci Tez Danışmanı	Dr. Arash FARNAM <i>Ghent University</i>	Aslı ıslak imzalıdır

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Saltuk Buğrahan CEYHUN
Enstitü Müdürü

Aslı ıslak imzalıdır

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Doktora Tezi olarak Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI danışmanlığında sunulan “ARAÇLARDA ABS VE ESC SİSTEMLERİ İÇİN DÜŞÜK HESAPLAMA YÜKÜNE SAHİP GÜRBÜZ MODEL ÖNGÖRÜLÜ KONTROLCÜ TASARIMI” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	1	30
Kuramsal Temeller	15	30
Materyal ve Metot	4	35
Araştırma Bulguları ve Tartışma	1	20
Sonuçlar	0	20
Tezin Geneli	4	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Beyan edilen bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ve beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Jaffar SEYYEDESMAEILI	Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI
19.9.2024	19.9.2024
İmza: Aslı ıslak imzalıdır	İmza: Aslı ıslak imzalıdır

* Tez ile ilgili YÖKTEZ'de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

☐ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun/....../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

☐ Enstitü Yönetim Kurulunun/....../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Her şeyden önce, danışmanım Profesör Dr. Abdullah BAŞÇI ve ikinci danışmanım Dr. Arash FARNAM'a en derin şükranlarımı sunmak isterim. Bu araştırma boyunca verdikleri kararlı destek, anlayışlı tavsiyeleri ve teşvikleri, bu tezin geliştirilmesinde ve tamamlanmasında önemli rol oynadı. Uzmanlıkları ve rehberlikleri çok değerliydi ve başarıma yaptıkları katkılar akademik yolculuğumu derinden şekillendirdi.

Ayrıca, tez izleme komitesi üyeleri Prof. Dr. Bülent ÇAVUŞOĞLU ve Prof. Dr. Ömer GÜNDOĞDU'ya, bu çalışmanın kalitesini büyük ölçüde artıran zamanları, tavsiyeleri ve yapıcı yorumları için son derece minnettarım.

Eski üniversite hocam ve yüksek lisans tez danışmanım Prof. Dr. Ahmad AKBARI'ye özel bir teşekkür borçluyum. İlk danışmanlığınız akademik yolculuğumun temelini oluşturdu ve doktora çalışmalarım boyunca devam eden desteğiniz çok değerliydi. Yıllar boyunca paylaştığınız rehberlik ve bilgelik için derinden minnettarım.

Ayrıca, bu araştırmayı mümkün kılan finansal desteği sağladığı için Türkiye Cumhuriyeti Yurtdışı Türkler ve Akraba Topluluklar Başkanlığı, YTB'ye, içtenlikle teşekkür etmek istiyorum. Cömertlikleri ve akademik araştırmaları ilerletme konusundaki taahhütleri, çalışmalarına odaklanmam ve bu tezi tamamlamam için çok önemliydi.

Kaldığım süre boyunca sürekli destek ve yardımlarından dolayı TDV Erzurum yurdu personeline en içten teşekkürlerimi sunmak istiyorum. Gösterdikleri nezaket, özveri ve çalışma için rahat ve konforlu bir ortam yaratma çabaları, çalışmalarına odaklanabilmemde önemli bir rol oynayıp TDV yurdunu ikinci evim gibi hissetmemi sağladı.

Arkadaşlarımın oynadığı önemli rolü bir kez daha takdir etmek isterim. İran'daki en eski arkadaşlarıma, özellikle Dr. Arash FARNAM, Dr. Mohammad Ali HACİZADE ve Behrooz SEDGHI'ye, uzun süredir devam eden desteğiniz ve dostluğunuz bu yolculuk boyunca büyük bir rahatlık ve neşe kaynağı oldu. Ve Türkiye'den tüm arkadaşlarıma, özellikle sayın Dr. Cemil BAYRAM, Salih SİNANOĞLU, Hasan KESKİN, Dr. İbrahim KILIÇ, Dr. Safa KOLAK ve Dr. Hüseyin Can YILMAZ, yurtdışında geçirdiğim süre boyunca yol arkadaşlığınız ve desteğiniz çok paha biçilmezdi. Yarattığımız anılar ve bağlar her zaman el üstünde tutulacak.

Son olarak, aileme derinden minnettarım: Gücü ve bilgeliğiyle bana her zaman yol gösteren babama; anısı bana her gün ilham vermeye devam eden rahmetli sevgili anneme; sarsılmaz destekleri ve cesaretlendirmeleri için kız kardeşim Mehlika ve eniştem Reşit'e; ve bana olan sonsuz sevgisi ve inancı için sevgili eşim Nida'ya. Bu tez, sizlerin ortak desteği ve teşviki olmadan mümkün olamazdı.

Bu yolculuğun bir parçası olduğunuz için hepinize teşekkür ederim.

Jaffar SEYYEDESMAEILI

*Anısı bana her gün ilham vermeye devam eden rahmetli sevgili Anneme;
ve sarsılmaz desteğiyle hayatımın temeli olan Babama.
Bu çalışma, sizin sonsuz sevginize ve fedakârlıklarınıza bir övgüdür.*



ÖZET

DOKTORA TEZİ

ARAÇLARDA ABS VE ESC SİSTEMLERİ İÇİN DÜŞÜK HESAPLAMA YÜKÜNE SAHİP GÜRBÜZ MODEL ÖNGÖRÜLÜ KONTROL CÜ TASARIMI

Jaffar SEYYEDESMAEILI

Danışman: Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI

İkinci Tez Danışmanı: Dr. Arash FARNAM

Amaç: Bu tezde, araçlarda bulunan Kilitlenmeyi Önleyici Fren Sistemi (ABS) ve Elektronik Denge Kontrolü (ESC) sisteminin kontrolü için düşük hesaplama yüküne sahip model öngörülü kontrol yöntemi önerilmektedir. Çalışma, ABS'de tekerlek kayma kontrolü için çevrimdışı bir gürbüz model öngörülü kontrolör (GMÖK) sunarak geleneksel çevrimiçi model öngörülü kontrolörün (MÖK) hesaplama zorluklarını ele almayı amaçlamaktadır.

Yöntem: Önerilen çevrimdışı GMÖK yöntemi, verimli ve hızlı kontrolü sağlamak için iç içe geçmiş elipsoidler kullanmakta ve hesaplama yükünü önemli ölçüde azaltmaktadır. Önerilen GMÖK, birincil kontrolörün bir PID kontrolöründen gelen veriler kullanılarak eğitilmiş ANFIS tabanlı bir kontrolörün olduğu iki katmanlı bir ESC sistemine ikincil kontrolör olarak entegre edilmiştir. Araştırmada yedi serbestlik derecesine sahip bir tam araç modeli kullanılmıştır. Yöntem, ANFIS kontrolörünün eğitilmesini ve ESC sisteminin diferansiyel frenleme ve çevrimdışı GMÖK ile her tekerleğe uygulanmasını içermektedir.

Bulgular: Çevrimdışı GMÖK, tekerlek kayma kontrolünde çevrimiçi MÖK 'e benzer tepkiler göstererek hesaplama yükünü önemli ölçüde azaltmakta ve istenen tekerlek kayma değerini etkili bir şekilde takip etmektedir. ESC sisteminde, çevrimdışı GMÖK ile birlikte ANFIS tabanlı kontrolör, çeşitli yol koşullarında (kuru, ıslak ve karlı) çift şerit değiştirme gibi karmaşık manevralar sırasında araç dengesini başarıyla korumuştur.

Sonuç: Simülasyon sonuçları, istenen tekerlek kayma değerlerine ulaşmada ABS sisteminin kontrolü için hesaplama açısından verimli bir çözüm sunan ve ANFIS tabanlı ESC sisteminin gürbüzlüğünü doğrulayan çevrimdışı GMÖK yönteminin etkinliğini vurgulamaktadır. Aracın yan kayma açısı üzerindeki faz düzlemi analizi, sistemin kararlılığı ve güvenliğini artırma kabiliyetini doğrulamış ve aracın yol tutuşunu ve yalpa dengesini önemli ölçüde artıran etkili bir çözüm sunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Gürbüz Model Öngörülü Kontrol, Yalpa Denge Kontrolü, Elektronik Denge Kontrolü, ANFIS, Kilitlenmeyi Önleyici Fren Sistemi, Tekerlek Kayma Kontrolü, Araç Dinamiği.

Eylül 2024, 117 sayfa

ABSTRACT

DOCTORAL DISSERTATION

ROBUST MODEL PREDICTIVE CONTROLLER DESIGN WITH LOW COMPUTATIONAL BURDEN FOR ABS AND ESC SYSTEMS IN VEHICLES

Jaffar SEYYEDESMAEILI

Supervisor: Prof. Dr. Abdullah BAŞÇI

Co-supervisor: Dr. Arash FARNAM

Purpose: This thesis proposes a low-computational burden model predictive control method for control of Anti-lock Braking System (ABS) and Electronic Stability Control (ESC) system in vehicles. The research aims to address the computational challenges of traditional online Model Predictive Control (MPC) by introducing an offline Robust Model Predictive Controller (RMPC) for wheel slip control in ABS.

Method: The proposed offline RMPC method employs nested ellipsoids to achieve efficient and rapid control, significantly reducing the computational burden. This RMPC is integrated as a secondary controller in a two-layer ESC system, where the primary controller is an ANFIS-based system trained using data from a PID controller. The research uses a full-vehicle model with 7-DoF. The method includes training the ANFIS controller and applying the ESC system with differential braking and offline RMPC to each wheel.

Findings: The offline RMPC demonstrates similar responses to the online MPC in wheel slip control, significantly reducing the computational burden and effectively tracking the desired wheel slip value. In the ESC system, the ANFIS-based controller, combined with the offline RMPC, successfully maintains vehicle stability during complex maneuvers such as double lane change under various road conditions (dry, wet, and snowy).

Results: The simulation results highlight the effectiveness of the offline RMPC method, which provides a computationally efficient solution for the control of ABS system in achieving desired wheel slip values and confirming the robustness of the ANFIS-based ESC system. Phase plane analysis on sideslip angle of the vehicle validated the system's capability to enhance stability and safety, offering an efficient solution that significantly improves handling and yaw stability of the vehicle.

Keywords: Robust Model Predictive Control, Yaw Stability Control, Electronic Stability Control, ANFIS, Anti-lock Braking System, Wheel Slip Control, Vehicle Dynamics.

September 2024, 117 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
TABLolar DİZİNİ.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
KISALTMALAR VE SİMGELER DİZİNİ	xiv
GİRİŞ.....	1
Tezin Amaçları ve Katkıları.....	3
Tez Özeti	4
KURAMSAL TEMELLER.....	6
ABS Sisteminin Tarihsel Gelişimi	6
Nasıl çalışır?	8
ABS kontrol algoritmaları için literatür taraması	10
Elektronik Denge Kontrol Sistemi (ESC)	15
ESC nasıl çalışır?	16
ESC için literatür taraması.....	17
Özet	20
MATERYAL VE METOT.....	23
Çevrimiçi Model Öngörülü Kontrol	23
Model Öngörülü Kontrol Teknikleri.....	25
Tahmin modelinin doğruluğu ve karmaşıklığı	25
Doğrusal olmayan model öngörülü kontrol	25
Doğrusal zamanla değişen model öngörülü kontrol	25
Hibrit model öngörülü kontrol.....	26
Açık model öngörülü kontrol.....	27
Çevrimdışı Model Öngörülü Kontrol.....	28
Çevrimiçi GMÖK	28
Çevrimdışı gürbüz model öngörülü kontrol (GMÖK)	31
Tekerlek Dinamikleri	33

Sistemin durum-uzay gösterimi.....	35
Yalpa Denge Kontrol	38
Diferansiyel Fren Distribütörü	41
Tam Araç Dinamik Modeli	43
ESC Kontrol Yapısı	47
Tork dağıtım algoritmasına dayalı diferansiyel fren algoritması	47
Uyarlanabilir Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemleri (ANFIS).....	49
ANFIS'in matematiksel yapısı	49
ARAŞTIRMA BULGULARI	53
ABS için Çevrimdışı GMÖK Uygulaması.....	54
Simülasyonlar ve sonuçlar.....	55
Belirsiz sistem modeli için elde edilen sonuçlar.....	66
ANFIS Yalpa Denge Kontrolörü	67
Direksiyon açısı	70
ANFIS kontrolörünün eğitimi ve doğrulanması	71
Simülasyon Sonuçları	74
Kuru asfalt yol yüzeyi.....	74
Faz düzlemi analizi	78
Islak asfalt yol yüzeyi	80
Karlı asfalt yol yüzeyi.....	85
Özet	90
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	91
Sonuçlar.....	91
Öneriler	92
KAYNAKLAR.....	94
ÖZGEÇMİŞ.....	100

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. Farklı Yol Koşulları için “Burckhardt” Bağlı Sabit Değerleri.	35
Tablo 2. Çeyrek Araç Model Parametreleri	54
Tablo 3. Burckhardt Sürtünme Modeli İçin Sürtünme ve Tekerlek Kayması Optimum Değerleri	54
Tablo 4. Yol Koşullarına Göre Durumlar ve Girişler Üzerindeki Kısıtlamalar.	55
Tablo 5. Göreceli CPU Süresi (sn) Açısından Çevrimiçi MÖK ve Çevrimdışı GMÖK Karşılaştırılması.....	65
Tablo 6. Kuru, Islak ve Karlı Yollarda Durma Mesafeleri	66
Tablo 7. Sistem Parametrelerinde %10'luk Bir Değişiklik Göz Önüne Alındığında Durum Hatalarının RMSE Değerleri.	67
Tablo 8. Tam Araç Model Parametreleri.	70
Tablo 9. Yan Kayma Açısı Hataları için 5 Gaussian Fonksiyonlu ANFIS Kontrolör Çıktıları.	74

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Mercedes-Benz'in W116 S-serisi yolcu otomobilinde ABS testleri	7
Şekil 2. ABS sisteminin tarihsel gelişimi.....	8
Şekil 3. ABS sisteminin kontrol döngüsü: 1. Fren pedalı, 2. Fren güçlendirici, 3. Hazneli ana silindir, 4. Tekerlek fren silindiri, 5. Tekerlek hız sensörü, 6. Uyarı lambası	9
Şekil 4. a) Geleneksel hidrolik ABS fren sisteminin yapısı, b) Sensotronik ABS fren sisteminin yapısı	10
Şekil 5. ESC kullanışı: a) Arkadan kayma, b) Önden kayma	17
Şekil 6. ESC sisteminin blok diyagramı.....	17
Şekil 7. Model Öngörülü Kontrol (MÖK) yaklaşımının gösterimi.....	24
Şekil 8. Çevrimiçi MÖK'nin kapalı döngü blok diyagram yapısı	31
Şekil 9. Önerilen çevrimdışı gürbüz model öngörülü kontrol sisteminin genel yapısı	33
Şekil 10. Tek tekerlekli model	35
Şekil 11. Farklı yol koşulları için Burekhardt lastik-yol sürtünme eğrileri	35
Şekil 12. a) Mavi gölgeli alanlar: ABS aktif bölgeleri, b) Sürtünme katsayısına karşı tekerlek kayması için teorik bir eğri	37
Şekil 13. Aracın direksiyon geometrisi 2 derece serbestlik bisiklet modeli	38
Şekil 14. Çeşitli sürüş durumlarında farklı yan kayma açılarının (β) karşılaştırılması, sağdan sola: arkadan kayma, sürtünmesi yüksek yolda yalpa oranı kontrolü ile birlikte, önden kayma	39
Şekil 15. Aracın nötr direksiyonu, önden kayma ve arkadan kaymasının yalpa oranı kazanç karakteristikleri.....	41
Şekil 16. Sürtünme çemberi	42
Şekil 17. a) Önden kayma sırasında ESC müdahalesi, b) Arkadan kayma sırasında ESC müdahalesi.....	42
Şekil 18. Çift İzli (Double-track) araç modeli diyagramı	43
Şekil 19. ANFIS tabanlı ESC kontrol sisteminin kapalı döngü yapısı.....	48
Şekil 20. Tip-3 ANFIS mimarisi	50
Şekil 21. Kuru yolun 10 durum dizisi için Q_i^{-1} ile tanımlanan iç içe geçmiş elipsoidler	56
Şekil 22. Doğrusal sistemin kapalı çevrim cevabı: (a) ABS'nin durum tepkisi; (b) kontrol giriş sinyali	56

Şekil 23. Kuru asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması, (b) Çevrimdışı tahmin hatası, (c) Kontrol giriş sinyali (Nm), (d) Araç gövde ve tekerlek hızları.....	58
Şekil 24. Kuru asfalt yol koşullarında ABS için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin hesaplama yükü için CPU sürelerinin box-whisker grafiği kullanılarak karşılaştırılması	59
Şekil 25. Islak yol için yedi durum dizisinin Q_i^{-1} tarafından tanımlanan iç içe geçmiş elipsoitler	60
Şekil 26. Islak asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması, (b) Çevrimdışı tahmin hatası, (c) Kontrol giriş sinyali (Nm), (d) Araç gövde ve tekerlek hızları.....	61
Şekil 27. Islak asfalt yol koşullarında ABS için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin hesaplama yükü için CPU sürelerinin box-whisker grafiği kullanılarak karşılaştırılması	62
Şekil 28. Islak yol için yedi durum dizisi Q_i^{-1} tarafından tanımlanan iç içe geçmiş elipsoitler	63
Şekil 29. Karlı asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması, (b) Çevrimdışı tahmin hatası, (c) Kontrol giriş sinyali (Nm), (d) Araç gövde ve tekerlek hızları.....	64
Şekil 30. Karlı asfalt yol koşullarında ABS için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin hesaplama yükü için CPU sürelerinin box-whisker grafiği kullanılarak karşılaştırılması	65
Şekil 31. Tam araç modeli üzerinde PID kontrolörün tasarımı ve giriş-çıkış verilerinin toplanması.....	68
Şekil 32. 7 serbestlik derecesine sahip tam araç modeli için ANFIS kontrolör tabanlı ESC sisteminin simülasyonu	69
Şekil 33. İkinci katman tekerlek kayma kontrolörünün simulink yapısı.....	70
Şekil 34. Çift şerit değiştirme manevrası sırasında direksiyon açısı	71
Şekil 35. (a) Eğitim verileri, (b) eğitim RMSE değeri (c) eğitim hatası	72
Şekil 36. (a) Test verileri, (b) test RMSE değeri (c) test hatası	72
Şekil 37. ANFIS sistem girişleri için 5 kurallı Gaussian üyelik fonksiyonları	73
Şekil 38. Kuru asfalt yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sürecinde tekerlek kayma değerlerinin karşılaştırılması: optimal kayma (--), kontrolsüz araç (-) ve ANFIS tabanlı ESC yalpa denge kontrolü (-).....	74

Şekil 39. Çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörünün tekerlekler için ürettiği frenleme torkları.	75
Şekil 40. Yan kayma açısı ve yalpa oranı karşılaştırılması: Kuru asfalt yolda kontrolsüz araç (sol) ve ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç (sağ) için yalpa oranı (üst) ve yan kayma açısı (alt).....	76
Şekil 41. Kuru yol koşulunda ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından üretilen düzeltici moment.....	77
Şekil 42. Kuru yol koşulunda çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal (V_x) ve yanal (V_y) hızları	77
Şekil 43. Kuru asfalt yol üzerinde aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızı ($\dot{\beta}$) faz düzlemi analizi: a) kontrolsüz araç, b) ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç.	79
Şekil 44. Sıfır direksiyon girişi ile faz düzlemi analizine dayalı referans bölge.....	80
Şekil 45. Islak yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sırasında direksiyon açısı	80
Şekil 46. Islak asfalt yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sırasında tekerlek kayma değerlerinin karşılaştırılması: optimal kayma (--), kontrolsüz araç (-.) ve ANFIS tabanlı ESC yalpa denge kontrolü (-).....	81
Şekil 47. Islak yol koşulunda çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörünün tekerlekler için ürettiği frenleme torkları	82
Şekil 48. Yan kayma açısı ve yalpa oranının karşılaştırılması: Islak asfalt yolda kontrolsüz araç (sol) ve ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç (sağ) için yalpa oranı (üst) ve yan kayma açısı (alt)	82
Şekil 49. Islak yol koşulunda ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından üretilen düzeltici moment.....	83
Şekil 50. Islak yol koşulunda çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal (V_x) ve yanal (V_y) hızları	84
Şekil 51. Islak asfalt yol üzerinde aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızı ($\dot{\beta}$) faz düzlemi analizi: a) kontrolsüz araç, b) ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç	84
Şekil 52. Karlı asfalt yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sırasında tekerlek kayma değerlerinin karşılaştırılması: optimal kayma (--), kontrolsüz araç (-.) ve ANFIS tabanlı ESC yalpa denge kontrolü (-).....	85
Şekil 53. Karlı yol koşulunda çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörünün tekerlekler için ürettiği frenleme torkları	86

Şekil 54. Yan kayma açısı ve yalpa oranı karşılaştırılması: Karlı asfalt yolda kontROLSÜZ araç (sol) ve ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç (sağ) için yalpa oranı (üst) ve yan kayma açısı (alt)	87
Şekil 55. Karlı yol koşulunda ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından üretilen düzeltici momentler.....	88
Şekil 56. Karlı yol koşulunda çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal (V_x) ve yanal (V_y) hızları	89
Şekil 57. Karlı asfalt yol üzerinde aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızı ($\dot{\beta}$) faz düzlemi analizi: a) kontROLSÜZ araç, b) ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç.....	89



KISALTMALAR VE SİMGELER DİZİNİ

Kısaltmalar

ABS	: Anti-lock Braking System
ADAS	: Gelişmiş Sürücü Destek Sistemleri
ANFIS	: Adaptif Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemi
BMK	: Bulanık Mantık Kontrol Yaklaşımı
DoF	: Serbestlik Derecesi
ESC	: Elektronik Denge Kontrolü
KKK	: Kayan Kipli Kontrolcü
LQR	: Lineer Kuadratik Regülatör
LMI	: Lineer Matris Eşitsizlikleri
MÖK	: Model Öngörülü Kontrol
YSA	: Yapay Sinir Ağları
PDK	: Parellel Dağıtımli Kontrol
PID	: Oransal-İntegral-Türev
GMÖK	: Gürbüz Model Öngörülü Kontrol
TSA	: Tekrarlayan Sinir Ağ
SBC	: Sensotronic Elektro-Hidrolik Fren

Simgeler

$F_{fz}, F_{fy}, F_{rz}, F_{ry}$	: Lastikler üzerindeki normal kuvvetler
F_x	: Boylamsal sürtünme kuvveti
$F_{xfl}, F_{xfr}, F_{xrl}, F_{xrr}$	: Ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ lastiklerdeki boylamsal lastik kuvvetleri
$F_{yfl}, F_{yfr}, F_{yrl}, F_{yrr}$	: Ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ lastiklerdeki yanal kuvvetler
F_z	: Lastiğin normal yükü
I_t	: Tekerleğin atalet momenti
I_z	: Aracın sapma atalet momenti
J_w	: Her tekerleğin dönme atalet momenti
K_v	: Sabit koordinat sistemindeki araç hızı:
K_b	: Sabit fren katsayısı
P_b	: Fren basıncı

R_{eff}	: Etkili lastik yarıçapı
S^{rf} ve S^{rr}	: Sırasıyla ağırlık merkezine dayalı konum vektörleri
T_b	: Maksimum frenleme torku
$T_{bfr}, T_{bfl}, T_{brl}, T_{brr}$	: Tekerleklerde fren torku
$T_{dfr}, T_{dfl}, T_{drl}, T_{drr}$	: Tekerleklerde tahrik torku
V_{vf}, V_{vr}	: Lastik temas noktasının hızları
V_x, V_y	: Aracın boylamsal ve yanal hızları
c_{af} ve c_{ar}	: Viraj sertlikleri
l_f	: Ağırlık merkezinden ön tekerleklerle uzunlamasına mesafe
l_r	: Ağırlık merkezinden arka tekerleklerle uzunlamasına mesafe
l_w	: Sol ve sağ tekerlekler arasındaki yanal mesafe
v_f, v_r	: Ön ve arka tekerleklerin mevcut hızı
$\dot{x}, \dot{y}$	: Aracın boylamsal ve yanal hızları
α_f	: Ön lastiklerde kayma açısı
α_r	: Arka lastiklerde kayma açısı
δ_A	: Ackermann direksiyon açısı
δ_f	: Direksiyon açısı
ρ_k	: Ağırlık merkezinin yol eğrisinin eğrilik yarıçapı
ψ	: Küresel eksenlerde aracın yalpa açısı
$\dot{\psi}$	: Yalpa oranı
$\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}$	: Dört tekerleğin hızları
a	: Normal hızlanma
g	: Yerçekimi
L	: Toplam dingil mesafesi
M	: Dönme merkezi
m	: Çeyrek araç ağırlığı
R	: Tekerlek yarıçapı
V	: Ön lastik temas noktası
λ	: Lambda referans
$\mu(\lambda)$	: Lastik-yol sürtünme katsayısı
β	: Yan kayma açısı
$\dot{\beta}$	: Yan kayma açısı değişim hızı
θ	: Açısal momentum

GİRİŞ

Yolcu ve ticari araçlara olan hızlı talep artışı, trafik kazalarının daha yüksek bir olasılıkla meydana gelmesine neden olmuş ve bu durum dünya genelinde doğal olmayan ölümlerin önde gelen nedenlerinden biri haline gelmiştir. Bu kritik durum, sadece bireylerin yaşamlarını değil, aynı zamanda ekonomik ve sosyal yapıları da derinden etkilemektedir. Dünya Sağlık Örgütü'ne göre (WHO 2023), dünya genelinde her yıl 1.19 milyondan fazla kişi trafik kazalarında hayatını kaybetmekte, ve aynı zamanda 50 milyon kişi ciddi yaralanmalar almakta ve uzun vadeli olumsuz sağlık sonuçlarıyla yaşamaktadır. Bu sayıları azaltma amacı, 2030 Sürdürülebilir Kalkınma Hedefleri bağlamında belirlenmiş bir hedef olarak ortaya konulmuştur. Bu nedenle, araç güvenliği konsepti, sadece bireysel güvenlik için değil, toplumsal refah açısından da büyük önem taşımaktadır. Araç güvenlik teknolojileri, otomotiv endüstrisinde son on yılda önemli bir ilgi çekmiş, özellikle de araçların aktif güvenliğini artırmaya odaklanılmıştır. Güvenlik sistemleri, çeşitli sensörler ve ileri teknoloji kontrolleri aracılığıyla sürücülerini potansiyel tehlikelere karşı uyararak, kazaların önlenmesine katkıda bulunmaktadır. Bu teknolojilerin geliştirilmesi, sürüş deneyimini daha güvenli ve etkili hale getirmeyi amaçlamaktadır.

Çoğu kazada insan hatasının büyük bir rol oynadığı göz önünde bulundurulduğunda, sürücülere düşük yol yüzey sürtünmesi, yüksek hızlı manevralar, ani yol değişiklikleri ve değişen iklim koşulları gibi olumsuz sürüş koşullarında yardımcı olabilen sistemlerin geliştirilmesi kaçınılmaz hale gelmiştir. Bu doğrultuda, bu alandaki tüm bilimsel çalışmaların temel amacı, farklı yol ve fren koşullarında araç güvenliğini artırmaktır. Bu çalışmalar, gelecekteki otomotiv teknolojilerinin sürdürülebilir ve güvenli bir ulaşım sistemine doğru evrilmesine önemli katkılar sunmaktadır. Araç güvenlik sistemleri arasında ABS, çekiş kontrol istemleri ve ESC bulunmaktadır. Araç dengesinde kontrol sistemlerinin etkinliğini gösteren geniş kapsamlı çalışmalar olmasına rağmen (Høye 2011; Lyckegaard, Hels, and Bernhoft 2015; Wang *et al.* 2022; Patil *et al.* 2022), kaza sayısını azaltmak için denge kontrol sistemlerinin daha fazla geliştirilmesi gerekmektedir. Bu sistemlerin temel ve en önemlisi ABS sistemidir. ABS sistemi, aktif güvenlik sistemi olarak kabul edilen ve aracın frenleme esnasında tekerlek kilitlenmesini önleyen bir teknolojidir. Bu sistem, 1978 yılında Bosch şirketi tarafından tanıtılmış olup sert frenleme koşullarında tekerlek kilitlenmesini önleyerek aracın yönlenebilirliğini ve durma mesafesini artırmak için tasarlanmıştır. Bu tarihsel an, otomotiv endüstrisinde güvenliği artırmak ve trafik kazalarını azaltmak adına önemli bir dönüm noktası olmuştur. ABS, fren basıncını kontrol ederek tekerleklerin optimum kayma seviyesini

korumakta ve böylece sürücünün aracı üzerinde daha fazla kontrol sahibi olmasını sağlamaktadır. Yapılan araştırmalar, ABS'nin kazaların ve yaralanmaların sayısını önemli ölçüde azalttığını göstermektedir. Sistemin performansı, araçların çeşitli yol ve hava koşullarında daha güvenli bir şekilde fren yapmasına olanak tanıyarak sürücülerin ve yolcuların güvenliğini artırmaktadır.

Elektronik Denge Kontrol (ESC) sistemi, güçlü bir şekilde kararlılık sağlamak ve aracın kontrolünü artırmak amacıyla geliştirilen bir aktif güvenlik sistemidir. Bu sistem, özellikle ABS gibi teknolojilerle entegre olarak çalışmakta ve farklı yol ve sürüş koşullarında aracın kararlılığını korumaktadır. ABS'yi bir diferansiyel frenleme sistemi olarak kullanan ESC, tekerlekler üzerinde farklı fren basınçları uygulayarak aracın yönünü kontrol etmeyi ve kayma durumlarında müdahale etmeyi amaçlamaktadır. Günümüzde yapılan araştırmalar, ESC'nin araçların kararlılığını artırma ve kayma durumlarını engelleme konusundaki etkinliğini göstermektedir. Bu teknolojinin, özellikle ani manevralar, kaygan yollar ve değişen hava koşulları gibi zorlu durumlarda sürücü güvenliğini artırdığına dair önemli bulgular bulunmaktadır. Bu nedenle, ESC sistemi, otomotiv endüstrisindeki en son araştırmaların odak noktalarından biridir ve araçların genel güvenlik performansını artırmaya yönelik geliştirmelerde önemli bir rol oynamaktadır. Bu tez çalışmasında olduğu gibi yeni araştırmalarda ABS sistemini ve onun ardından ESC sistemlerinin performansını optimize etmeye ve geliştirmeye odaklanmaktadır. Bu araştırmalar, önceki yaklaşımların dezavantajlarını ele alarak, araç güvenliği teknolojilerinin evrimini hızlandırmak ve güvenlik standartlarını daha da yükseltmek amacını taşımaktadır. Yapılan bu çalışmalar, ABS ve ESC sistemlerinin potansiyelini artırmak için detaylı analizler ve yenilikçi yöntemler içermekte, böylece araçların kontrolünü kaybetme riskini minimize etme konusunda daha etkili çözümler sunmaktadır. Bu çabalar, bilimsel yaklaşımlar ve mühendislik prensipleriyle desteklenerek, otomotiv güvenliği alanında daha ileri düzeyde güvenlik sağlama hedefine katkıda bulunmaktadır.

Aktif bir güvenlik önlemi olarak ABS, tekerlek kilitlenmesini önleyerek fren basıncını ayarlamakta, uzunlamasına tekerlek kaymasını istenen değerde tutmakta ve böylece durma mesafesini minimize etmektedir. ABS genellikle tekerlek hız sensörleri, elektronik kontrol ünitesi ve fren basıncı modülatörü gibi çeşitli bileşenlerden oluşmaktadır. Ancak, tasarım süreci ölçüm gürültüsü, belirsizlikler ve sistemin doğrusal olmaması nedeniyle karmaşıktır. Ayrıca, yol koşullarındaki değişkenliklerden dolayı fren basıncı, tekerlek kayması ve lastik-yol sürtünme parametreleri gibi temel karakteristikler geniş bir değişkenlik göstermekte ve bu değerlerin tahmin edilmesi gerekmektedir. Bu zorlukların üstesinden gelebilmek için gürbüz

bir kontrolcünün geliştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, bu konuyu ele almak için birçok yaklaşım önerilmiştir. Ancak, bu yaklaşımların dikkat çeken dezavantajları ise sayısal karmaşıklık ve yüksek bellek depolama gereksinimleridir. Literatürde ABS kontrol hedefleri için tasarlanan çeşitli kontrol yaklaşımları incelendiğinde, model öngörülü kontrolörün (MÖK), ABS'nin tasarım hedeflerini, gürbüzlük ve takip performansı da dâhil olmak üzere başarıyla ele alma potansiyelinin olduğu görülmektedir.

Güncel teknolojiye ilişkin incelemelerin sonuçlarından esinlenerek, tasarlanan temel performans göstergeleri ve senaryolar aracılığıyla doğrusal olmayan MÖK ABS kontrolcüsü sunulmuş ve doğrulanmıştır. Ancak, çevrimiçi MÖK yönteminin uygulamalarında hesaplama yükü genellikle önemli düzeydedir ve bu durum özellikle fren sistemleri gibi hızlı ve minimum gecikme gerektiren sistemlerde gerçek zamanlı uygulamayı sınırlamaktadır.

Bu sınırlamayı aşmak için, (Wan and Kothare 2003) sınırlı doğrusal matris eşitsizliklerini (LMI) kullanarak asimptotik olarak kararlı elipsoidlerin konseptine dayalı bir çevrimdışı gürbüz MÖK yaklaşımını önermişlerdir. Kontrolcünün tasarımı, çeşitli iç içe geçmiş elipsoidler için çevrimdışı durum geribesleme kazançlarının elde edilmesini içermektedir. Her örnekleme aralığında, mevcut durumu içeren etkin elipsoid belirlenmektedir. Etkin elipsoide karşılık gelen durum geribesleme kazançları arasında doğrusal interpolasyon kullanılarak kontrolcü kazancı belirlenmektedir. Bu yenilikçi yaklaşım, hesaplama yükünü önemli ölçüde azaltarak daha pratik bir gerçek zamanlı uygulamayı mümkün kılmaktadır. Bu çalışmada, yukarıda bahsedilen MÖK sınırlamasına alternatif bir yaklaşım olarak çevrimdışı gürbüz bir MÖK yöntemi önerilmiş olup önerilen yöntem ile tekerlek kayma kontrolü için ABS'de uygulanması kolaylaştırılmıştır. Bu yeni yaklaşım, klasik MÖK sınırlamalarını etkili bir şekilde ele almakta ve gerçek zamanlı uygulama yeteneğini artırmaktadır.

Önerilen ABS kontrolcüsü, ESC sisteminde diferansiyel frenleme uygulamasında test edilmiştir. Paralel dağıtımli kontrol metodolojisine dayalı olarak geliştirilen kontrolcü, ESC için bir Sugeno bulanık sistemi kullanmaktadır. Bu yaklaşım, gerçek zamanlı uygulamalara ilişkin hesaplama yükünü ele alarak ABS sisteminin dinamik kontrolü için daha pratik bir çözüm sunmayı amaçlamaktadır. Böylece önerilen kontrolcü ile ABS sisteminin performansını özellikle değişen yol koşulları ve sürüş senaryoları sırasında kararlılık ve manevra kabiliyeti açısından artırmak hedeflenmiştir.

Tezin Amaçları ve Katkıları

Bu çalışmanın temel amaçları aşağıda özetlenmiştir:

- Tekerlek kayma kontrolü için yeni bir çevrimdışı gürbüz MÖK yaklaşımının tasarlanması, kontrolcü optimizasyonun çevrimdışı olarak iç içe geçmiş asimptotik kararlı elipsoidler dizisi içinde gerçekleştirildiği bir yaklaşımı içermektedir. Her örnekleme zamanında çevrimiçi optimizasyon gerektiren ve zaman alıcı olan geleneksel MÖK yönteminin aksine, önerilen yaklaşım, hesaplama yükünü etkili bir şekilde ele alırken daha hızlı bir yanıt sağlamaktadır.
- Çevrimdışı gürbüz MÖK'ün tasarımında doğrusal matris eşitsizlikleri sistemin fiziksel kısıtlamalarını, belirsizlikleri ve parametre değişimlerini içermek üzere türetilmiştir. Bu durum kontrol edilen sistemin kararlılığını sağlamak için gerekmektedir. Böylece çevrimdışı gürbüz MÖK yaklaşımı ile ABS kontrolcüsünün performansının ve uygulanabilirliğinin artırılması hedeflenmiştir. Ayrıca, çevrimiçi MÖK uygulamalarıyla ilişkilendirilen hesaplama zorluklarını aşmak ve gerçek zamanlı uygulamayı kolaylaştırmak amaçlanmıştır.
- Tasarlanan çevrimdışı gürbüz MÖK'ün performansını göstermek amacıyla, önerilen kontrolcü ESC sisteminde tekerlek kayma kontrolcüsü olarak kullanılmıştır. ESC kontrolünde, üretilen frenleme torku paralel dağıtımli kontrol (PDK) yöntemi kullanılarak tekerlekler arasında diferansiyel frenleme sistemi olarak dağıtılmaktadır ve buda aracın önden veya arkadan kayma durumlarından kaçınmasına yardımcı olmaktadır. Diğer yandan doğrusal olmayan araç modelinin dinamikleri karmaşık olduğundan Sugeno tabanlı ANFIS kontrolcüsü ESC sisteminin üst kontrolcüsü olarak seçilmiştir ve bu durum dinamik ortamlarda daha iyi tepkiler sağlamaktadır.

Ayrıca, tasarlanan kontrolcünün mevcut araçlarda gerçek zamanlı ve deneysel olarak çalışabilmesi amaçlanmıştır.

Tez Özeti

Tezin ikinci bölümünde, teknolojinin son durumu kapsamlı bir literatür taramasıyla açıklanmıştır. Yapılan çalışmalar ABS'nin, tekerlek kayma kontrolünün ve ESC'nin tarihsel geçmişini içermekte olup, bunun yanı sıra ABS ve lastik dinamiklerinin modellenmesini, sürücü direksiyon kontrolünü, elektronik denge kontrol sistemlerinin tasarımını ve uygulanmasını kapsamaktadır.

Tezin üçüncü bölümünde, tekerlek kayma dinamikleri, ABS fren kontrol sistemleri ve elektronik denge kontrol sistemlerinin yapıları açıklanmaktadır. İlk olarak ABS sistemi ve çalışma prensibi hakkında bilgi verilmiştir. Ardından çeyrek araç modelinde ABS frenleme

esnasında tekerlek dinamiklerini açıklayan basitleştirilmiş model sunulmuştur. Devamında önerilen çevrimdışı gürbüz MÖK yaklaşımının matematiksel yapısı sunulmuştur. Ardından tekerlek kayma kontrolünü gerçekleştirmek için basitleştirilmiş çeyrek araç modeli ve Burckhardt'ın lastik-yol sürtünme katsayısı tabanlı yeni bir çevrimdışı GMÖK kontrolcüsü tasarlanmıştır. Ayrıca bu bölümde araç dinamiklerinin modellenmesi için kullanılan double-track modeli ve tekerlek dinamik denklemleri sunulmuştur.

Dördüncü bölümde ise tekerlek kayma kontrol sisteminin kapalı çevrim tepkilerinin simülasyon sonuçlarına ve çeşitli sürüş ve yol koşullarında çevrimdışı GMÖK fren kontrol sistemini kullanan ESC sistemine yer verilmiştir.

Son olarak, beşinci bölümde ise tezin sonuçları ve katkıları sunulmaktadır. Ayrıca, tez kapsamında yapılan çalışmaların devam ettirilebilmesi için olası gelecekteki adımlar da belirtilmiştir.

KURAMSAL TEMELLER

Bu bölümde, ABS sisteminin, tekerlek kayma kontrolünün ve araç denge kontrol sisteminin tarihsel gelişimi ve literatür incelemesi sunulmuştur.

ABS Sisteminin Tarihsel Gelişimi

ABS sistemi, tekerlek kayma kontrolü tasarımının en zorlu konularından biridir. Ağustos 1978'de Daimler-Benz, Bosch ile işbirliği içinde geliştirdikleri ABS sistemini Mercedes W116 sınıfı araçlarına uygulamıştır (Daimler 2024). Geliştirilen bu ürün, otomotiv teknolojilerinin gelişiminde bir dönüm noktasını temsil etmekte olup genellikle modern ABS çağının başlangıcı olarak kabul edilmektedir. Ancak, ABS'nin gelişimi birkaç on yıl öncesine dayanmaktadır.

1928 yılında Alman mühendis Karl Wessel, otomobiller için mekanik fren kuvveti düzenleyicisi için bir patent almış ancak bu sadece tasarım aşamasında kalmıştır (Bähr 2015). (Bähr 2015)'e göre Wessel daha sonra patenti Bosch'a teklif etmiş ancak şirket kendi sistemini geliştirmeyi tercih ederek 1936'da motorlu araçların tekerleklerinin kilitlenmesini önlemeye yönelik bir mekanizma için patent başvurusunda bulunmuştur. Sonraki yıllarda, kayma önleyici fren sistemleri başka mühendislik alanlarında başarıyla kullanılmıştır. 1947'de havacılık endüstrisinde spin çıkarmayı ve lastiklerin patlamasını önlemek için ilk mekanik ABS frenleri bir Boeing B-47 uçağına uygulanmıştır (Aly *et al.* 2011). O dönemde, önemli ölçüde artan frenleme verimliliği ve pilotun kaymaya ve lastik patlamasına neden olabilecek aşırı frenleme korkusunun ortadan kaldırılması, iniş mesafelerinde belirgin bir azalmaya neden olmuştur (%30'a kadar). ABS frenleri o tarihten itibaren uçaklarda yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Knorr-Bremse şirketi demiryolu endüstrisi için 1953 yılında KE frenini tanıtmıştır. Bu sistem, fren silindiriindeki hava basıncını değiştirerek fren kuvvetini düzenliyordu ve bu da otomobiller için ABS'ye benzer şekilde tekerlek kayma koruma sistemini geliştirmeye yol açmıştır. Ancak, bu teknolojilerin otomobillere aktarılması, uçaklar veya trenlerden çok daha zor olmuştur. Çünkü arabalar için ihtiyaç duyulan sensörler ve sinyal işleme için gereksinimler uçaklar veya trenlerden çok daha yüksekti. 1952'de Dunlop'un Maxaret otomatik ve tamamen mekanik fren kontrolü, havacılık tarihindeki en önemli sistemlerden biri olmuştur. İngiliz yol araştırma laboratuvarı, uçaklardaki Dunlop Maxaret kayma önleme sistemini otomobillere uygulamaya çalışmış, ancak cihazın piyasaya sürülmesi 1966'ya kadar gerçekleşmemiştir. 1972'de İngiliz Jensen FF Interceptor otomobili, Maxaret tabanlı bir ABS

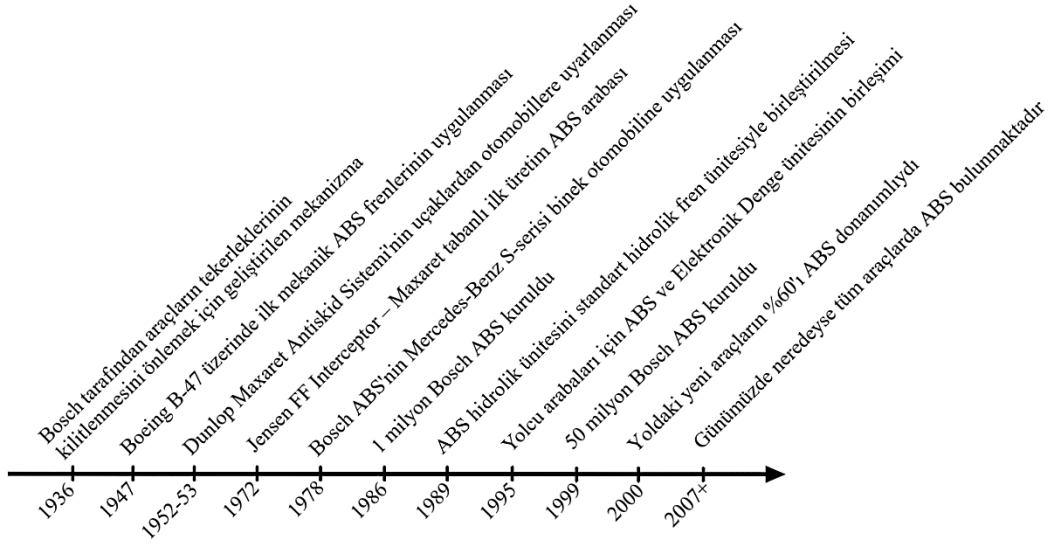
sisteminin kullanıldığı ilk araç olmuştur. Sistem, tekerlek kilitlenmesini etkili bir şekilde önlemesine karşın maliyeti yüksek olmuştur. Sistemin elektronik bileşenlerinin düşük güvenilirliği, ek maliyet ve halkın düşük farkındalığı 1970'lerin ortalarında bu sistemin sessizce piyasadan kaldırılmasına neden olmuştur (Limpert 1999; Johnson 2010). 1970'lerde dijital teknolojinin kullanılabilir hale gelmesiyle güvenilir bir ABS geliştirilebilmiştir. 1978 yılında Mercedes-Benz S-serisi binek otomobillerinde ABS'nin kullanımı otomotivde önemli bir dönüm noktası olmuştur. Bu sistem ilk elektronik dört tekerlekli çok kanallı ABS sistemi olduğundan sonraki kilitlenme önleyici fren sistemleri için referans olmuştur.



Şekil 1. Mercedes-Benz'in W116 S-serisi yolcu otomobilinde ABS testleri, (Daimler 2024)

Japon fren ve araç üreticileri, Bosch sistemi temelli ABS frenlerini kendi tasarımlarıyla birlikte 1980'lerin ortalarında tanıttılar. Bosch sistemi, 1986 Corvette ve Cadillac Allante modellerinde kullanıldı, ardından 1987'de Ford tarafından benimsendi. 1980'lerin sonlarından itibaren ABS'ler neredeyse tüm üreticilerin önde gelen modellerinde bulunmaktaydı. 1990'ların sonlarına gelindiğinde, neredeyse tüm binek araçlar ve hafif kamyonetler, isteğe bağlı veya standart donanım olarak dört tekerlekli ABS frenler ile donatılmıştı.

Süreç içerisinde elde edilen kaza istatistikleri, ABS'nin yol güvenliğine katkısını tartışmasız hale getirmiş ve bu sistem yıllar içerisinde binlerce hayat kurtarmıştır. Avrupa Birliği'ndeki düzenlemeler, 2007 yılından itibaren tüm yeni yolcu araçlarının standart olarak ABS ile donatılmasını zorunlu kılmıştır. Ayrıca bu zorunluluk, 2016 yılında motosikletleri de kapsayacak şekilde genişletilmiştir. Şekil 2'de ABS sistemlerinin tarihsel gelişimi verilmiştir.



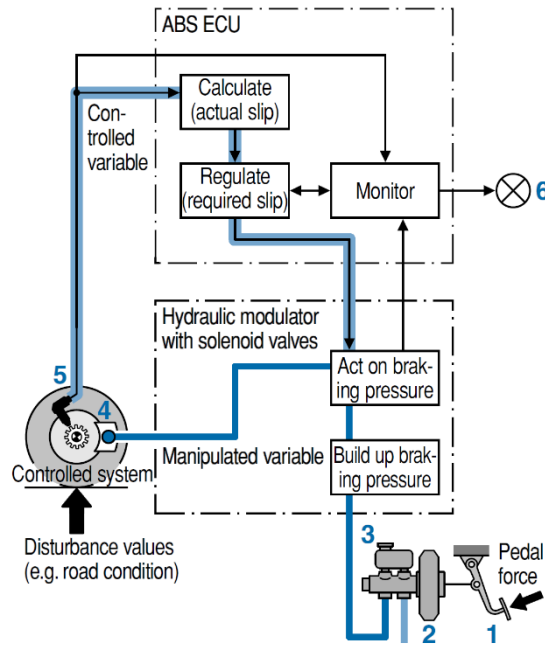
Şekil 2. ABS sisteminin tarihsel gelişimi

Nasıl çalışır?

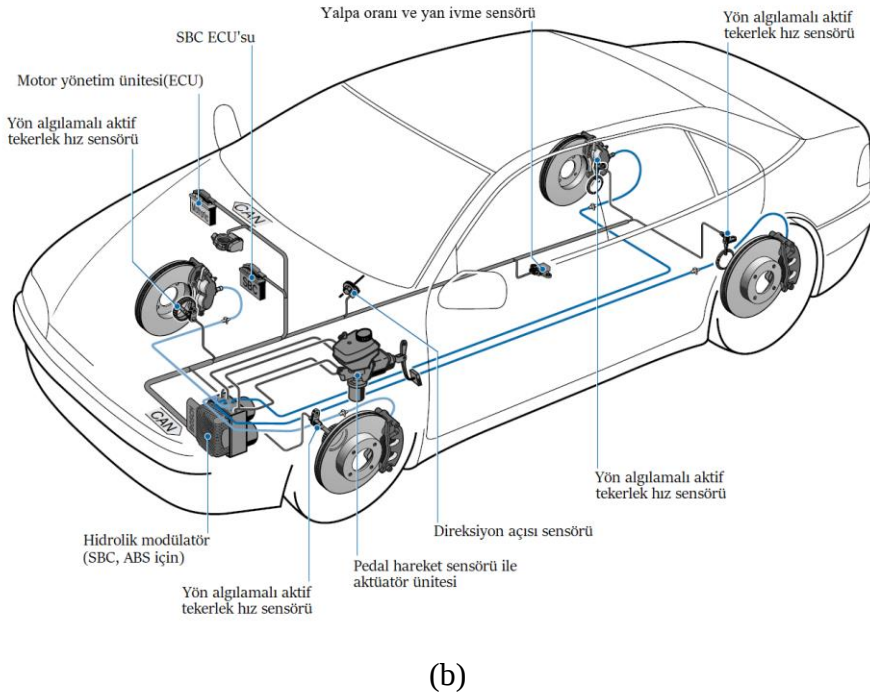
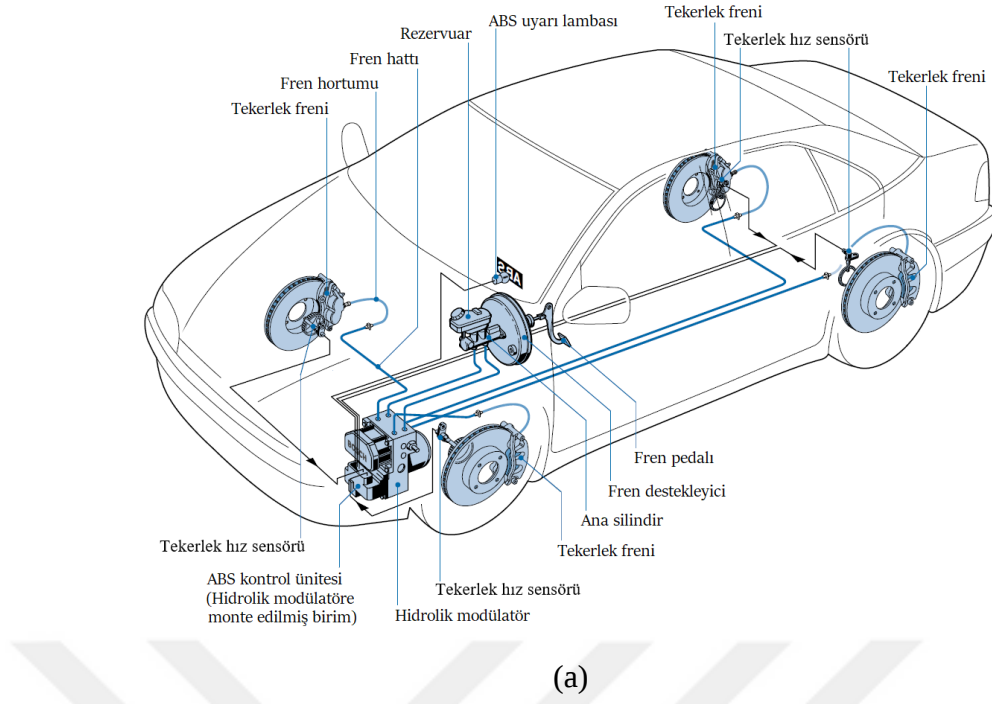
Yolcu taşıyan araçlarda en yaygın kullanılan fren sistemi geleneksel hidrolik ABS fren sistemidir. ABS, geleneksel fren sistemine ek olarak üç bileşen daha içermektedir: tekerlek hız sensörleri, elektronik kontrol ünitesi ve hidrolik modülatördür. Tekerlek hız sensörleri, tekerleklerin açısal yer değişimini elektriksel sinyallere dönüştürerek kontrol ünitesine iletmektedir. İletilen sinyaller ile elektronik kontrol ünitesi tekerleklerin açısal hızını ve ivmesini/ivmelenmesini belirler ve tekerleklerin kayma miktarını hesaplar, böylece herhangi bir tekerleğin kilitlenmeye başlamak üzere olup olmadığını tespit eder. Yaklaşan tekerlek kilitlenmesi tespit edildiğinde, elektronik kontrol ünitesi ilgili tekerleğin fren basıncını hidrolik modülatör aracılığıyla düzenler. Fren servo desteği, fren yardımcısı tarafından oluşturulur. Fren yardımcısı, basınç değişkeni olan iki odacıklı, hareketli bir kauçuk diyafram içeren boş bir muhafazadır. Frenler uygulandığında arka odacığı atmosferik hava ile doldurma süreci, fren hareketini başlatmada önemli gecikmelere neden olur. ABS işlevi, on/off solenoid valfleri kontrol ederek gerçekleştirilir. Sistem, basınç boşaltma işlevini hacim akümülatörü kullanarak ve sürücü kuvvetini artırarak gerçekleştirir, pompayı ise fazla sıvıyı ana silindir rezervuarına geri taşımak için kullanır. Şekil 4.a geleneksel hidrolik ABS fren sisteminin yapısını göstermektedir. ABS'nin fren basıncını aktif olarak artıramayacağına dikkat edilmelidir. Yani, tekerleklerdeki fren basıncı sadece sürücü tarafından üretilen kadar büyük olabilir. ABS sisteminin kontrol döngüsü şekil 3'te gösterilmektedir.

Elektrikli araçların üretiminin artması ve elektrikli araçlarda güvenliğin iyileştirilmesine olan talep, geleneksel hidrolik fren sistemlerinden Sensotronic Elektro-Hidrolik Fren (SBC) sistemlerine doğru kademeli bir geçişi tetiklemektedir. Sensotronic fren kontrolü, yeni nesil fren sistemlerini temsil etmektedir. Bu sistemler genel olarak geleneksel hidrolik sistemlerden

daha duyarlıdır ve sürekli basınç modülasyonuna olanak tanımaktadırlar. Normal çalışma koşullarında, fren pedalı ile tekerlek silindirleri arasında herhangi bir mekanik bağlantı bulunmamaktadır. SBC elektrohidrolik sistem, fren pedalının hareketini elektronik olarak çiftlenmiş sensör sistemleri kullanarak algılamakta ve sensör sinyallerini bir elektronik kontrol ünitesinde analiz etmektedir. Bu çalışma yapısı "Brake by wire" olarak adlandırılmaktadır. Hidrolik modülatör, solenoid valfler aracılığıyla bireysel frenlerdeki basıncı kontrol etmektedir. SBC standart hidrolik tekerlek frenlerini kullanıp tekerlek fren silindirlerindeki hidrolik basıncı sürücü girdisinden bağımsız olarak kontrol edebilmektedir. Fren kuvveti dağıtımı, sürüş koşullarına göre her bir tekerleğe elektronik olarak gerçekleştirilir. Geleneksel hidrolik ABS fren sistemi tepki süresi, fren sisteminin büyüklüğüne ve üreticiye bağlı olarak 200 ila 400 ms aralığında olabilirken, SBC tepki süresi ise 60 ila 100 ms arasındadır. Ayrıca basınç artış/azalış hızı, darbe genişlik modülasyonu teknikleri kullanılarak valflerin çalıştırılmasıyla kontrol edilebilmektedir. Şekil 4.b SBC ABS fren sisteminin yapısını göstermektedir.



Şekil 3. ABS sisteminin kontrol döngüsü: 1. Fren pedalı, 2. Fren güçlendirici, 3. Hazneli ana silindir, 4. Tekerlek fren silindiri, 5. Tekerlek hız sensörü, 6. Uyarı lambası (Reif 2014)



Şekil 4. a) Geleneksel hidrolik ABS fren sisteminin yapısı, b) Sensotronik ABS fren sisteminin yapısı

ABS kontrol algoritmaları için literatür taraması

PID Kontrol Yaklaşımları: PID kontrolör geri beslemeli olup sistem dinamiği hakkında herhangi bir bilgiye dayanmamaktadır. Bu durum genel olarak bir avantaj olabilir ancak aynı zamanda tepkisel davranışlara da yol açabilmektedir. Ayrıca, PID kontrolör diğer kontrol teknikleriyle karşılaştırıldığında doğrusal olmayan durumlarla yeterince başa çıkamadığından düzenleme ve cevap süresi arasında denge kurulması gerekmektedir. Çünkü

sistemdeki değişikliklere ve bozucu etkilere cevap süresinde gecikme olabilmektedir. ABS sisteminde PID kontrolörler, yukarıda bahsedilen olumsuz durumlardan dolayı değişen çalışma koşullarında en iyi performansı sağlayamamaktadır. Bu bağlamda, çeşitli araştırmalar PID'nin kullanımını (simülasyonda veya döngüdeki donanım testleriyle) değerlendirmiştir (Aparow *et al.* 2013; Majid *et al.* 2017). Diğer yandan, ABS uygulamalarında PID yaklaşımının hem performansını hem de gürbüzlüğünü etkili bir şekilde geliştirebilecek çeşitli stratejiler mevcuttur (Sharkawy 2010; Song 2013). Birçok farklı bulanık PID yaklaşımı da bu alanda araştırılmıştır. Yukarıda belirtilen sorunlar nedeniyle ABS üzerinde, PID kontrolörleri ile değişen çalışma koşullarında iyi performans elde edilememiştir. PI kontrolörü kayan kipli kontrolör (KKK) ile birleştirmek, kontrolörün duyarlılığını yol profilinin değişimine karşı azaltmaktadır. (Savitski *et al.* 2018), bu son yaklaşım için kayan kipli bir PI kontrolör önermiştir. Tasarımı elektro-hidrolik fren ile donatılmış bir araç gösterimine monte edilmiş bir dSPACE işlemci kartı üzerinde önerilen kontrolör uygulanmıştır. Ayrıca geliştirilmiş kontrolörlerin güncel teknolojik çözümlere göre avantajlarını değerlendirmek için eşik tabanlı bir algoritma da uygulanmıştır. Hem uygun şekilde uyarlanmış PI hem de kayan kipli PI, yüksek ve düşük sürtünmeli durumlarda eşik tabanlı kontrolden daha iyi sonuç vermiştir. Ayrıca kayan kipli PI, PI kontrolöre göre fren mesafesinde %3-5'lik bir azalma sağlamış ve gürbüzlük açısından önemli bir iyileşme sunmuştur.

LQR Kontrol Yaklaşımı: PID kontrolörler gibi doğrusal kuadratik regülatörler de bir tür geri besleme kontrolörleri olarak kullanılan en popüler optimal kontrol yaklaşımlarındandır. ABS kontrolü ile ilgili olarak, (Johansen, Petersen, and Slupphaug 2002) tarafından önerilen LQR kontrolör tasarımı, lokal doğrusallaştırma ve kazanç planlamasına dayanmaktadır. Önerilen kontrol metodu açık bir sürtünme modeli içermemektedir ve durum belirsizliğini ortadan kaldırmak için adaptasyon yerine integral eylemine bağlıdır. Yazarlar, Lyapunov teorisini kullanarak kontrol stratejisinin üstel olarak kararlılığını elde etmişlerdir. Ancak araç uygulaması, ulaşılabilir performans ve kararsız hale gelmeden önce tolere edilebilecek maksimum kazanç noktasında temel sınırlamalar göstermiştir. Bu konu, (Petersen 2003)'de kontrolörün elektro-mekanik fren aktüatör dinamiği ve iletişim gecikmeleri ile ayrıştırılması ve güçlendirilmesi yoluyla ele alınmıştır. Kontrolör, farklı ayar noktaları ve çeşitli yol koşullarında test edilmiştir. Yapılan çalışmalarda düşük kayma bölgesindeki önemli modelleme hataları ve gürültü nedeniyle başlangıçtaki geçici tepkinin tatmin edici olmaması gibi birkaç zayıf nokta tespit edilmiştir (Petersen *et al.* 2003).

Kayan Kipli Kontrol Yaklaşımları (KKK): ABS sistemlerinde kayan kipli kontrolcü, güçlü bir kontrol yöntemi olarak tanımlanmasına rağmen bazı dezavantajlar içermektedir.

Teorik olarak, kontrol sürecinde anahtarlama işlemi sonsuz yüksek frekansta gerçekleşmektedir. Bu nedenle, dinamik sistemlerin yörüngeleri, sınırlı bir KKK alt uzayı boyunca hareket etmektedir. Ancak, uygulamada, yazılım ve donanım sınırlamalarından kaynaklanan zaman gecikmesi nedeniyle kontrol hızlı değiştirilemez. Bu durumda, KKK modellenmemiş dinamikleri tetikleyerek yüksek frekanslı bir salınım veya çatırtıya neden olabilmektedir. Bu durum, enerji kaybına, sistem kararsızlığına ve aktüatörün aşınmasına yol açabilmektedir (Wellstead and Pettit 1997). ABS tasarımında anahtarlamanın azaltılması için farklı teknikler tanıtılmıştır. Bu yöntemler, ayırık kontrol yasasını sürekli hale getirerek kontrol bant genişliği ile izleme hassasiyeti arasında bir denge kurmaktadır (Unsal and Kachroo 1999; Harifi *et al.* 2008). (Tanelli and Ferrara 2012) çalışmada, iki tekerlekli araçlarda tekerlek kayma kontrolü için birkaç KKK kayma yüzeyinin lastik-yol etkileşimine ilişkin belirsizliklere karşı sağlamlığını analiz etmiştir. Diğer çalışmada ise araştırmacılar KKK'ya uygulanan gri sistem modelleme yaklaşımını kullanarak bu belirsizliklere odaklanmıştır. Bu yaklaşım, önemli yol sürtünme varyasyonları durumunda bile tekerlek kayma salınımını yeterince azaltmayı başarmıştır (Kayacan, Oniz, and Kaynak 2009).

Bulanık Mantık Kontrol Yaklaşımları (BMK): Lastik davranışının belirgin doğrusal olmayan özellikleri, sıklıkla gürültülü ve belirsiz olan durum değişkenleri ile birlikte, belirsizlikleri ve doğrusallıkları kontrol sürecinde ele alabilme yeteneği nedeniyle BMK, ABS sistemleri için alternatif bir yaklaşım olarak incelenmiştir. Birçok çalışmada BMK, geleneksel kontrol teknikleri ile birlikte bir kontrolör olarak önerilmektedir. Bu alandaki mevcut literatür, tamamen BMK sistemlerle sınırlı olmayıp, aynı zamanda BMK tarafından geliştirilen geleneksel kontrol stratejilerini de içermektedir. Bazı ABS kontrolörleri belirli işlevsel sınırlamalar sergilemiş ve bu nedenle bazı gereksinimlerinin ve parametrelerinin değiştirilmesi ve iyileştirilmesi gerekmektedir. PID denetleyicilerinin zayıf yönleri hakkında, ölü bölgelerinin büyük olması, düşük kararlılığı ve parametrelerin çevrimiçi olarak ayarlanamaması gibi faktörler gösterilebilir. Ek olarak, bazı çalışmalar, bu denetleyicilerin zamanla değişen ve doğrusal olmayan sistemlerle başa çıkmakta pek etkili olmadığını göstermektedir. Bu sorunları çözmek ve PID denetleyicilerinin performansını artırmak için farklı kontrol stratejileri sunulmuştur; bunların en önemlisi bulanık PID kontrol yöntemidir (Wang, Jin, and Zhang 2017; Chao *et al.* 2019; Liu, Fan, and Ouyang 2021). Bu yaklaşımda PID parametreleri bulanık denetleyicilerin belirli algoritmalarla birleştirilmesiyle ayarlanmaktadır. Ancak belirtilmelidir ki, bulanık PID denetleyicilerinin tasarımı kolay değildir. (Cabrera *et al.* 2005) Yenilemeli en küçük kareler yöntemini kullanarak lastik-yol sürtünme katsayısı ve araç hızının tahminini içeren bir BMK önerilmiştir. Önerilen yöntem, tekerlek kayması ve sürtünme katsayısını kullanarak optimum tekerlek kaymasını elde etmektedir. Net bir performans değerlendirmesi

yapılabilmesi için başka bir kontrol stratejisi kullanılmamıştır. BMK, tekerlek kilitlenmesini ikna edici bir şekilde önlese de, bulanık kontrolörün her iki çıkışında da belirgin osilasyon olmuştur. Önceki çalışmaya benzer şekilde (Ivanov, Algin, and Shyrokau 2006; Shyrokau and Ivanov 2008), ABS sisteminde soruna neden olan bilinmeyen çevresel parametreler için başka bir BMK önerilmiştir. Bununla birlikte, çok sayıda bulanık kural analizi eşik denetleyicisi ile kıyaslamaktadır. Bu sorunu azaltmak için bazı çalışmalarda BMK kontrolörü KKK ile birlikte önerilmiştir (Lin and Hsu 2003b; Guo, Jian, and Lin 2014). KKK sistemin derecesini azalttığından bulanık KKK, BMK'ya göre daha az bulanık kural gerektirmektedir. Ayrıca, bulanık KKK sistemi parametre değişimlerine karşı daha gürbüz hale getirmektedir (Lin and Hsu 2003b; Tang *et al.* 2016).

Yapay Sinir Ağı Tabanlı Yaklaşımlar (YSA): Yapay sinir ağları, doğrusal olmayan ve değişim gösteren sistemler için uygun bir kontrol yöntemidir. BMK'dan farklı olarak YSA denetleyicileri, sistemdeki doğrusallıkları benimseyerek eğitim için test verilerini kullanmaktadır. Bir yapay sinir ağının gizli katmanı, genellikle gradyan inişi teknikleri kullanılarak eğitim setindeki giriş-çıkış çiftlerine uyacak şekilde ayarlanmaktadır. Ağın karmaşıklığı, uygulama gereksinimlerine göre daha fazla katman eklenerek artırılabilir. Eğitim verilerinden ayarlama, YSA'ların genel bir avantajıdır ancak tekerlek kayma kontrolü görevlerinde bu özellik temel bir zayıflık oluşturabilmektedir. YSA, eğitim sırasında karşılaşılanlardan önemli ölçüde farklı senaryo veya koşullarla karşılaştığında gürbüzlük açısından zorluklar ile karşılaşabilmektedir. Eğitim verilerinde yeterince temsil edilmeyen yol yüzeyleri, çevresel koşullar veya araç dinamikleri gibi değişkenler öngörülemez davranışlar veya performans bozulmalarına neden olabilmektedir. Bu nedenle, ABS uygulamalarında YSA yöntemlerinin tam kapasitesini kullanmak için gerekli olan verileri elde etmek son derece maliyetli olacaktır. (Davis *et al.* 1992)'de bir YSA tabanlı ABS kontrolörün performans potansiyelini değerlendirmeyi amaçlayan ilk simülasyon tabanlı bir çalışma sunmuştur. Amaç, gerçek sistemlerde yapay sinir ağı eğitim yöntemlerinin uygulanmasının maliyetinin yüksek olup olmadığını belirlemektir. Araştırma 1992'de gerçekleştirilmesine rağmen, bu soruya verilen son olumsuz cevap hala bugün de geçerli olarak kabul edilmektedir. (Lin and Hsu 2003a) ABS düzenlemesi için bir tekrarlayan sinir ağı (TSA) gözlemcisi içeren bir hibrit kontrol sistemi önermektedir. Sistem, çeşitli yol koşullarında güçlü performans sağlama yeteneğini vurgulamaktadır. Bir TSA belirsizlik gözlemcisi içeren ideal bir kontrolcü ve bir telafi kontrolcüsünden oluşan sistem, Lyapunov tabanlı parametre ayarlaması ile kararlılığı sağlamaktadır. Simülasyon sonuçları, ağır çevresel koşullar altında etkili fren tepkileri sunduğunu göstermektedir. YSA'nın ABS'ye uygulandığı birçok ek çalışma bulunmaktadır (Poursamad 2009; John and Pedro 2013; Mirzaeinejad 2018).

Gürbüz Kontrol Yaklaşımları: (Yan, Wu, and Wang 2014) karışık hassasiyet yöntemiyle basitleştirilmiş bir ABS modeli üzerinde tasarlanan gürbüz H_∞ kontrolörü önermiştir. Kontrol edilen sistemi kararlı tutmak ve hassasiyet fonksiyonunun H_∞ normunu küçük tutmak için kontrolörü nominal araç modeline göre tasarlamışlardır. Önerilen yöntemin performansını görmek için çeyrek araç modeli kullanılmış ve tatmin edici performans elde edilmiştir. Diğer bir gürbüz kontrolör tasarımı (Başlamışli, Köse, and Anlaş 2007; Mao *et al.* 2009) durum geri besleme kontrolörünün varlığına ilişkin koşulları elde etmek için doğrusal parametre değişimi sistem gösterimi ve doğrusal matris eşitsizlikleri (LMI) kullanılmıştır. Önerilen kontrolör çeyrek araç üzerinde uygulanmış ve sistem cevabında gürbüz bir kararlılık ve kontrol işaretinde ise çatırtının azaltıldığı görülmüştür. (Aguado-Rojas, Pasillas-Lépine, and Loria 2019) ABS sistemini kontrol etmek için lastiğin büyütülmüş frenleme sertliğinin tahmini için anahtarlama bir adaptif gözlemci sunulmuştur. Simülasyon ve deneysel sonuçlar, önerilen gözlemcinin etkililiğini ve performansını göstermiştir. Ayrıca, gözlemci yol koşullarındaki büyük değişikliklerden sonra bile lastiğin büyütülmüş frenleme sertliğinin tahminini iyileştirebilmiş ve ek sensörlere ihtiyaç duymadan ABS ile donatılmış gerçek bir araçta kolayca uygulanabilir olmuştur.

Model Öngörülü Kontrol (MÖK) Yaklaşımları: Son yıllarda, MÖK yöntemi ABS sistemleri için umut vadeden bir yaklaşım olarak ortaya çıkmıştır. MÖK, fren basıncının gelecekteki tekerlek kayma yörüngeleri ve araç dinamiklerini dikkate alarak öngörülü kontrol sağlamaktadır. Optimal kontrolör ile benzer şekilde, MÖK’de sisteme uygulanacak optimum kontrol girişini bulmak için optimizasyon yöntemlerini kullanmaktadır. Doğrusal kuadratik regülatörün (LQR) aksine, MÖK sınırlı bir zaman dilimi içinde çevrimiçi çalışarak sınırlı bir optimizasyon problemiyle uğraşmaktadır. Parametreler sistemin mevcut durumlarına bağlı olduğu için, MÖK bir parametrik optimizasyon problemini formüle etmektedir. Elde edilen kontrol dizisinin ilk elemanı, uzaklaşan ufuk prensibine göre sisteme uygulanır. Kontrolör sistemden her yeni ölçüm aldığı anda süreç tekrarlanır. MÖK’ün avantajları arasında kısıtlamaları dahil etme ve tahmin ufku boyunca sistem dinamiklerinin değişimini doğru bir şekilde öngörme bulunmaktadır. ABS sisteminde MÖK’ü kullanmak için çeşitli araştırmalar yapılmaktadır (Basrah *et al.* 2017; Zanelli *et al.* 2020). Örneğin, (Mirzaeinejad and Mirzaei 2010), optimizasyon tabanlı bir fren torku kontrol yasasını önermişlerdir. Tahmin modeli, Dugoff doğrusal olmayan lastik modeli ile donatılmış bir çeyrek araba modelinden elde edilmiştir ve lastik dinamiği için birinci dereceden bir transfer fonksiyonu ve birinci dereceden aktuatör dinamiği ile genişletilmiştir. Kontrolcünün gürbüzlüğünü artırmak için, tekerlek kayması integrali ile durumu genişletmişlerdir. Ayrıca, sürekli zaman tahmin horizontunun izleme hatası üzerindeki etkisini analiz etmişlerdir. Tahmin horizontu arttıkça izleme hatası bir noktaya kadar

azalırken, kontrol enerjisi osilasyonlu hale gelmekte ve titreşim oluşmaktadır. Önerilen kontrolcü, (Buckholtz 2002) çalışmasındaki KKK algoritması ile kuru ve kaygan yollarda toplam araç kütlesi ve sürtünme katsayısı belirsizlik seviyeleri de dâhil olmak üzere daha iyi performans göstermektedir. Diğer çalışmada, (Khansari, Yaghoobi, and Abaspour 2015) ABS kontrolü için bağımsız model genelleştirilmiş öngörülü kontrol yaklaşımı önerilmiştir. Bu kontrol sistemi, belirtilmemiş bir lastik modeliyle birlikte ciddi bozucu etki ve gürültü altında doğrusallaştırılmış bir çeyrek araba modeli üzerinde test edilmiştir. Sonuçlar, uzun bir tahmin ufku (500 örnek) ile MÖK'ün gürültüyü ve bozucu etkiyi elimine etmekte LQR'dan daha iyi bir performans sergilediğini göstermiştir. Literatürdeki güncel çalışmalar incelendiğinde, tekerlek kayma kontrolü için MÖK tasarımına artan ilgi görülmektedir (Satzger *et al.* 2016; Satzger and de Castro 2017; He *et al.* 2021). Ancak, bu çalışmalarda çevrimiçi hesaplama yükünden bahsedilmemiştir. Önceki tartışılan çeşitli kontrol yaklaşımları arasında, MÖK, ABS'nin tasarım hedeflerini ele alma konusunda, gürbüzlük ve izleme performansı da dâhil olmak üzere, umut vaat etmektedir. Ancak, çevrimiçi MÖK uygulamalarıyla ilişkilendirilen hesaplama yükü genellikle önemli ölçüde fazla olup, bu da özellikle fren sistemleri gibi hızlı yanıt ve minimum gecikme gerektiren sistemlerde gerçek zamanlı uygulamayı engelleyebilmektedir. Sonuç olarak, gelişmiş bir kontrol metodolojisi olmasına rağmen, MÖK'ün temel kısıtlamalarından biri önemli hesaplama gereksinimidir.

Elektronik Denge Kontrol Sistemi (ESC)

Bir diğer aktif güvenlik sistemi ise aracın fiziksel olarak belirlenen parametreler dâhilinde savrulmasını önleyen ESC'dir. Bu sistem aracı dengelemek için fren sistemini kullanır ve aktif olarak kontrol eder. 1987 yılında elektronik denge kontrolörlerinin ilk öncülerinden olan Mercedes-Benz ve BMW, ilk çekiş kontrol sistemlerini tanıttılar. Çekiş kontrolü traksiyonu artırırken tekerleklerin kaymasını önlemek için bireysel tekerlek frenleme ve gaz kontrolü uygulayarak çalışmaktadır. 1995 yılında otomobil üreticileri ticari olarak ESC sistemlerini tanıttılar. Sürüş güvenliğini daha da artırmak amacıyla Bosch, ABS ve çekiş kontrol sistemlerinin fonksiyonlarını entegre eden ESC'yi tanıtmıştır. Bu sistem yalnızca araç tekerleklerinin kilitlenmesini ve kaymasını değil aynı zamanda aracın yan tarafa çekilmesini de engellemektedir. 1995 yılında, Mercedes-Benz ticari olarak ilk kullanılabilir ESC sistemi olan elektronik denge programı ile öncülük etmiştir. Sonraki yıllarda, 1990'ların sonları ve 2000'lerin başlarında, diğer otomobil üreticileri çeşitli ticari isimler altında ESC'yi araçlarına hızlıca entegre etmişlerdir. BMW ve Volvo Cars, seçili modellerde ESC'yi tanıtarak, sırasıyla dinamik denge kontrolü ve dinamik denge ve çekiş kontrolü adı altında markalandırmışlardır. Bu arada, Toyota kendi araç denge kontrol sistemini Crown Majesta'ya uygulamıştır. 1997'de,

General Motors (GM), Delphi Corporation ile işbirliği yaparak, "StabiliTrak" adını verdiği ESC versiyonunu piyasaya sürmüş ve başlangıçta belirli Cadillac modellerinde kullanmıştır.

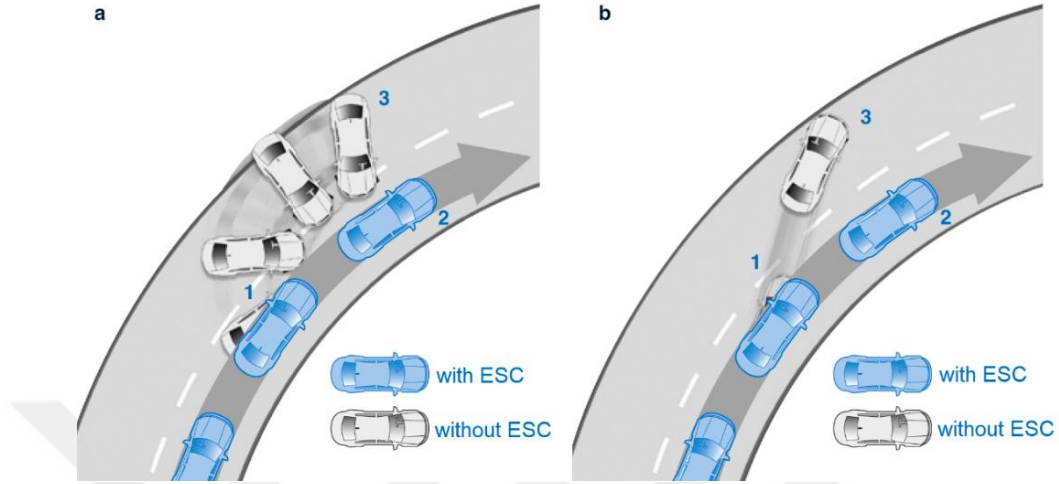
2000'li yılların ortalarında ESC teknolojisi, gelişmiş sensör doğruluğu, daha hızlı tepki süreleri ve daha gelişmiş kontrol algoritmaları dâhil olmak üzere önemli gelişmeler kaydetmiştir. ESC'nin kazaları azaltma potansiyelinin farkına varan çeşitli ülkeler ve bölgeler, ESC'nin yeni araçlara dâhil edilmesini zorunlu kılmaya başlamıştır. ESC'nin zorunlu olmasını gerektiren düzenlemeler yapılmaya başlanmıştır. 2006 yılında, ESC, Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi tarafından yapılan bir düzenleme sonucunda, Amerika Birleşik Devletleri'ndeki tüm yeni binek araçlar için zorunlu bir güvenlik özelliği haline gelmiştir. Avrupa Birliği, ESC'nin 2011'den itibaren tüm yeni binek araçlar için zorunlu hale gelmesini sağlamıştır.

ESC, dünya genelinde trafik güvenliği üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Araştırmalar, ESC ile donatılmış araçların, özellikle tek araçlı kazalar, devrilme ve kontrol kaybından kaynaklanan çarpışmalar gibi kazalara karışma olasılığının önemli ölçüde azaldığını sürekli olarak göstermektedir. Geleceğe yönelik olarak, zorlu sürüş koşullarında daha hızlı ve daha hassas kontrol sağlamak için ESC sistemlerini daha da iyileştirmeye ve yapay zeka, makine öğrenimi ve araçtan araca iletişim gibi yeni teknolojilerle entegre etmeye odaklanılmıştır. Araçlar giderek otonom hale geldikçe, ESC'nin diğer gelişmiş sürücü destek sistemleri (ADAS) ile birlikte çalışarak, daha yüksek düzeylerde güvenlik ve kontrol sağlamak için evrilebileceği düşünülmektedir.

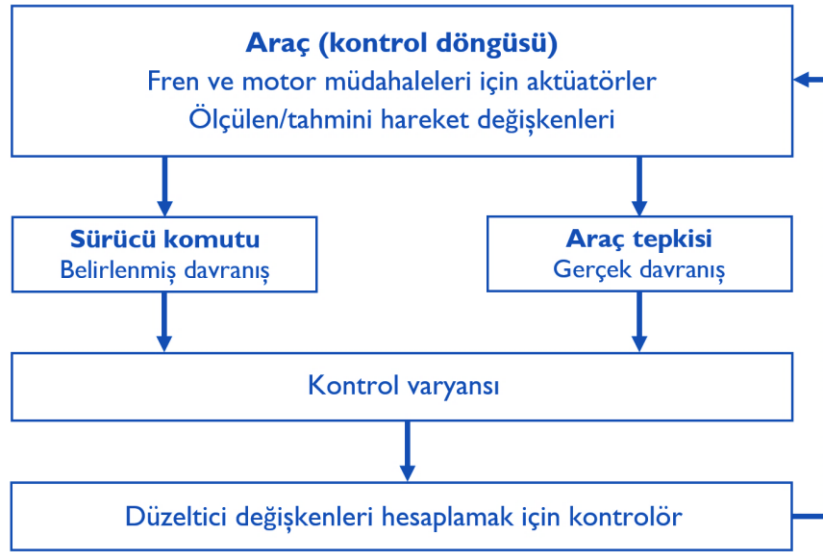
ESC nasıl çalışır?

Araçlardaki ESC sistemi, aracın kararlılığını ve güvenliğini artırmak için sensörlerin ve aktüatörlerin karmaşık bir entegrasyonu ile çalışır. Tekerlek hız sensörleri, yalpa hız sensörleri ve yan ivme sensörlerinden gelen girdileri kullanarak, ESC aracın dinamiklerini sürekli olarak izlemektedir. Araç yalpa hızı (dikey eksen etrafındaki dönme) belirlenen bir eşiği aştığında veya kayma açısı istenilen yoldan saptığında, ESC, seçici olarak tekerleklerin üzerine fren uygulayarak müdahale etmektedir. Bu düzeltici önlem, potansiyel önden kayma veya arkadan kayma koşullarını dengelemeye yardımcı olarak istenilen yolu korumaya yardımcı olur. Arkadan kayma, arka tekerleklerin çekişini kaybettiği durumlarda oluşur ve aracın dikey eksen etrafında istenenden fazla dönmesine neden olur. Diğer yandan, ön tekerleklerin çekişini kaybettiği durumda ise önden kayma meydana gelir ve direksiyon girişleri sırasında aracın istenenden daha düz bir yol izlemesi istenir. Ayrıca, ESC ani frenleme sırasında tekerlek kilitlenmesini önlemek için ABS prensiplerini içermekte, böylece etkili bir direksiyon kontrolü sağlamaktadır. Yalpa hızını ve kayma açısını hassas bir şekilde düzenleyerek, ESC araç

kararlılığını ve manevra kabiliyetini optimize etmekte ve bu da kaza önlemede ve sürücü güvenliğini artırmada önemli bir rol oynamaktadır. Şekil 5, önden ve arkadan kayma terimlerini göstermektedir. Şekil 6 ise ESC sisteminin çalışma algoritmasını blok diyagram formatında açıklamaktadır.



Şekil 5. ESC kullanışı: a) Arkadan kayma, b) Önden kayma (Reif 2014)



Şekil 6. ESC sisteminin blok diyagramı

ESC için literatür taraması

ESC sistemi farklı sürüş koşullarında aracın dengesini kontrol etmek için ABS sistemi ile işbirliği yapmaktadır. Çoğu çalışmalarda ESC sisteminin ilk amacı, yalpa hızı ve yan kayma açısını gereken koşullar ve limitler arasında tutmaktır.

(Oudghiri, Chadli, and El Hajjaji 2007; Hu *et al.* 2017; Wang *et al.* 2018; Zhao, Qin, and Wang 2018) araç sapmasını kontrol etmek için gürbüz kontrolör önermişlerdir. Gürbüz gözlemci tabanlı tasarımlarının performansını kanıtlamak için çeşitli yol tutma koşullarını ve

bilinmeyen yanal hızı dikkate alınmışlardır. Simülasyon sonuçları tatmin edici bir performansın elde edildiğini göstermiştir.

(Kulikov and Bickel 2019) düşük yol tutma profilinde ESC sistemi üzerinde bir performans analizi sunmuştur. Simülasyon ve deneysel çalışmalar tam araç modeli üzerinde yapılmış ve sonuçlar önerilen ESC'nin performansının çeşitli manevra koşulları üzerinde etkili olduğunu göstermiştir.

(Zhang, Wang, *et al.* 2020)'de direksiyon sistemini kablosuz olarak kontrol edilen araçlar için yalpa kararlılığını ve manevra kabiliyetini artırmak amacıyla üst kontrolcü ve alt kontrolcüyü içeren yeni bir aktif ön direksiyon kontrol stratejisi önerilmektedir. Üst kontrolcüde, gerçek yan kayma açısı ve yalpa hızının güçlü dayanıklılık ve hızlı yakınsama oranı ile birlikte yakınsama performansını garanti etmek için adaptif tekrarlayan integral terminal kayma modu kontrolü kullanılmıştır. Farklı direksiyon manevraları için önerilen kontrol stratejisinin mükemmel performansını doğrulamak için Carsim ve Matlab yazılımını kullanarak karşılaştırmalı simülasyonlar yapılmıştır. (Chen *et al.* 2011)'de KKK tasarlamak için üç serbestlik derecesine (3-DoF) sahip bir yalpa düzlem modeli kullanılmıştır. Kayma yüzeyi, yalpa hızı takip hatası, yan kayma açısı ve yan ivme içermektedir. Bu çalışmada yapılan simülasyon sonuçları, devrilme önleme konusunda umut vadeden bir iyileşme göstermektedir ve aynı zamanda yalpa hareketi kontrolü gereksinimlerini karşılamaktadır.

(Abe *et al.* 2001), araç yan kayma açısı ve yalpa hızı için referans değerlerini takip etmek için KKK kullanmışlardır. Referans değerleri, doğrusallaştırılmış bir model kullanılarak elde edilmiş ve takip kontrolör tasarlamak için kullanılmıştır. Basit bir yan kayma açısı tahmin şeması geliştirilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Arka tekerlek yönlendirme sistemi, yan kayma açısı için istenilen değeri izlemek ve yalpa hızını takip etmek için doğrudan yalpa kontrolü kullanılmıştır. Dört tekerlek yönlendirme kullanılarak hassas yan kayma takibi konusunda zorluklar yaşanmış ve doğrudan yalpa kontrolünün yan kayma açısı takibinde daha etkili olduğu sonucuna varmışlardır.

Diğer bir çalışmada ise araç manevra kabiliyetini artırmayı ve araç yalpa kararlılığını korumayı hedefleyen direkt yalpa momenti kontrol algoritması sunulmuştur (Asiabar and Kazemi 2019). Bu algoritma, sürüş ve frenleme torklarını direkt kontrol ederek düzeltilen yalpa momentini üretmek için aracın dört tekerlek üzerindeki fırçasız direkt akım motorlarını kullanmaktadır. Kontrol sistemi, manevralar sırasında boylamsal hızı sabit tutmak için dış çevrimde PID kontrolcünden ve istenen yalpa hızını elde etmek ve araç yan kayma açısını sınırlamak ve bilinmeyen parametreleri ayarlamak için ise iç çevrimde adaptif KKK'dan oluşmaktadır. Simülasyon sonuçları, önerilen kontrol algoritmasının etkinliğini göstermektedir.

(Zhang, Zhou, and Sun 2009) referans yalpa hızını takip etmek için KKK kullanarak frenleme yoluyla ek yalpa momenti üretmiş ve önerilen denge kontrolünün etkinliğini göstermek için ise simülasyon yazılımları kullanmışlardır. (Doumiati *et al.* 2011) çalışmasında, aktif direksiyon ve diferansiyel frenleme aracılığıyla yalpa hızı takibini incelemiş ve çalışmada fren müdahalesi yalnızca aracın işletim sınırlarına ulaştığında gerçekleşmiştir.

(Klomp 2010), diferansiyel tahrik torkları tarafından oluşturulan yalpa momentinin araç yalpa dengesi üzerinde önemli bir etkisinin olduğunu ve bu durumun özellikle sınırlı dönüşlerde meydana geldiğini belirtmiştir. Ayrıca, referans bir model kullanmanın sürtünme katsayısının doğru ölçümünü gerektirdiğini belirtmiş olup bu durum (Smakman 2000) tarafından da doğrulanmıştır. Ayrıca boylamsal kuvvetlerin uygun dağıtımı ile yön takibi hatasını minimize etmek için basit bir oransal kontrolör kullanılmıştır.

(Doumiati *et al.* 2011)'de, aktif yönlendirme ve diferansiyel frenleme aracılığıyla yalpa hızı izleme konusu incelenmiştir. Çalışmada fren müdahalesinin yalnızca araç manevra sınırlarına ulaştığında gerçekleşeceği durumlar ele alınmıştır. Araç manevra kabiliyetini ve kararlılığını artırmak ve araç dinamik kontrolünde tork vektörleme teknolojisinin avantajlarını tam olarak kullanmak için, sonlu zamanlı yalpa hızı ve yan kayma açısı izleme kontrolcüsü önerilmiştir. Bu kontrolcü, ikinci dereceden kayan kipli kontrolcüyü adaptif geri adımlama yöntemi ile birleştirerek, adaptif ikinci dereceden kayan kipli kontrolcü olarak adlandırılmıştır (Zhang, Ding, *et al.* 2020). Adaptif ikinci dereceden kayan kipli kontrolcüsündeki geçiş kazancı, belirsizlik hakkında herhangi bir bilgi olmadan adaptif bir algoritma ile elde edilmiştir. Önerilen algoritmanın uygulanabilirliğini ve gürbüzlüğünü göstermek için farklı senaryolarda birinci dereceden kayan kipli kontrolcü ile karşılaştırılmıştır.

Diğer bir çalışmada, aktif ön direksiyon ve ESC ile birlikte, adaptif uyarılama kuralı kullanılarak ve fiziksel sınırlar dikkate alınarak bir optimum yalpa momenti dağılımı önerilmiştir (Yim, Kim, and Yun 2016; Feng, Chen, and Qi 2020). Bu öneride, optimal kontrol dağılım problemini çözmek için ağırlıklı sahte ters tabanlı kontrol yöntemi kullanılmıştır.

(Lundahl *et al.* 2014; Montani *et al.* 2020) çalışmalarında aracı şeritte tutmak için ESC sisteminde kullanılacak optimal kontrol yasasını önermiştir. Şerit sınırları, optimal kontrolörün sınır koşulları olarak belirtilmiştir. Aracı şeritte tutan bir ESC'nin iki yararı bulunmaktadır, bunlar hem şeritte kalarak bir kazadan kaçınma olasılığını artırmak hem de bir kaza durumunda kazanın şiddetini azaltmaktır.

(Aksjonov, Augsburg, and Vodovozov 2016) ABS ve ESC sistemlerinin entegrasyonunun performansını ve gürbüzlüğünü sağlamak için bir BMK kontrolör önermiştir. Önerilen yöntemin etkisini göstermek için, farklı sürüş senaryolarının yanı sıra kuru, ıslak ve

nemli gibi farklı yol türleri de dikkate alınmıştır. Her ikisinde BMK teorisine dayanan ABS ve ESC kontrolörlerinin bir kombinasyonunu tanıtmıştır. Her tekerleğin bağımsız bir kontrolcüsü bulunmaktadır. Tam araba modeli, sistemi simüle etmek için kullanılmıştır. Kontrol algoritması, dSPACE® GmbH yazılımı tarafından sağlanan Automotive Simulation Models™ ile tasarlanmıştır. Önerilen yöntemin sonuçları performans ve gürbüzlük açısından diğer benzer çalışmalarla karşılaştırılmış ve 10-DoF ve farklı yol profillerine sahip tam araç modeli göz önünde bulundurulduğunda önerilen yöntemden daha iyi performans elde edilmiştir.

Son dönemde bilgi, iletişim ve sensör teknolojilerindeki ilerlemelerle birlikte ADAS'lar bilim insanlarının ve endüstrinin artan ilgisini çekmektedir. Orijinal ekipman üreticileri, on beş yıl önce bu alanda çalışmalar başlatmış ve ABS ve ESC gibi öncü ADAS işlevlerini tanıtmıştır. Bu sistemler, araç güvenliği ve performansı için vazgeçilmez hale gelmiştir. Son araştırmalar, yapay zekâ (AI) tekniklerinin, özellikle Nöro-Bulanık sistemlerin, otomatik araçlar gibi karmaşık sistemleri kontrol etmek için umut verici çözümler sunduğunu göstermektedir. Bilgi tabanlı kuralları kullanarak insan sürücü davranışını taklit edebilen bu kontrolcüler, standartlaştırılmış metodolojilerin olmaması nedeniyle zorluklar yaşasa da umut vaat etmektedir. (Saifizul, Zainon, and Osman 2006), bu alandaki devam eden araştırmayı vurgulayarak, aracın yanal kontrolü için Adaptif Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemi (ANFIS) kontrolcüsü simüle edilmiştir. Aynı zamanda, otomotiv üreticileri, küresel pazar farklılaşması için sürücü yardım sistemlerini araçlarına entegre etmeyi giderek daha fazla önceliklendiriyorlar. Birçok ADAS özelliği yaygın hale gelirken, otonom sürüş, seri üretim araçlarda tam olarak gerçekleşmemiş bir alan olarak kalmaktadır, bu da otomotiv sektöründe devam eden yenilik ve gelişmeye işaret etmektedir. ANFIS modelleri, değişen yol ve sürüş koşullarını etkili bir şekilde öğrenip uyum sağlayarak, kaymayı önlemek ve araç yolunu korumak için bireysel tekerleklerdeki fren kuvvet dağılımını hassas bir şekilde kontrol etmeyi sağlamaktadır. Bu gelişmiş kontrol stratejisi, özellikle zorlu yol koşulları veya dinamik sürüş durumlarında, sürücü güvenliğini ve araç manevra performansını artırmaktadır. Ayrıca, ANFIS tabanlı ESC sistemleri, ek sensör verilerini entegre etme esnekliği sunmakta ve kontrol stratejilerini zamanla iyileştirerek, araç dengesinin ve tepkiselliğinin sürekli olarak artmasını sağlamaktadır (Pérez, Milanés, and Onieva 2011; Akca and Ertugrul 2014; Sriranjana *et al.* 2017; Chen *et al.* 2020; Ahmed and Alshandoli 2020).

Özet

Daha önce tartışılan çeşitli kontrol yaklaşımları arasında, model öngörülü kontrol, ABS'nin tasarım hedeflerini, sağlamlık ve referans takibi performansı dahil olmak üzere ele almak konusunda umut vaat etmektedir. Ancak, çevrimiçi MÖK uygulamalarıyla

ilişkilendirilen hesaplama yükü genellikle önemli ölçüde olup, bu da gerçek zamanlı uygulamayı, özellikle de fren sistemleri gibi hızlı tepkiler gerektiren ve gecikmelerin minimum olduğu sistemlerde engelleyebilmektedir. Sonuç olarak, ileri bir kontrol metodolojisi olmasına rağmen MÖK'ün temel kısıtlaması önemli hesaplama gereksinimlerinde yatmaktadır. Bir MÖK yaklaşımında, sadece kısıtlamalar karşılanmaz, aynı zamanda optimal bir çözüm bulmak için bu bilgi kullanılır. Bu özellikler, MÖK'ü benzersiz bir konuma yerleştirmekte ve ABS sistemleri için çok ilgi çekici hale getirmektedir. Bu nedenle son on yılda araştırmacıların büyük ilgisini çekmiştir. Diğer yandan, yukarıda bahsedilen incelemelere göre MÖK, güncel kontrolörlere göre performans ve gürbüzlük açısından iyileştirmeler yapmak için umut verici bir yaklaşımdır. MÖK, diğer tasarımlarla karşılaştırıldığında, sezgisel anlama ve uygulama kolaylığı sağlayan modüler bir yapı önermektedir. MÖK'ün temel sınırlaması, özellikle kontrol probleminin dışbükey olmaması durumunda hesaplama yükü ile ilgilidir.

Bu kısıtlamayı aşmak için, (Wan and Kothare 2003), kısıtlı doğrusal matris eşitsizlikleri (LMI) kullanarak asimptotik olarak kararlı elipsoidler kavramına dayalı çevrimdışı gürbüz kısıtlı MÖK yaklaşımını önermişlerdir. Kontrolörün tasarımı, bir dizi iç içe geçmiş elipsoid için çevrimdışı durum geri besleme kazanımlarının elde edilmesini gerektirir. Her örnekleme aralığında, mevcut durumu içeren etkin elipsoid belirlenir. Aktif elipsoidle ilişkilendirilen ve karşılık gelen durum geri besleme kazanımları arasındaki doğrusal interpolasyon kullanılarak, denetleyici kazancı belirlenir. Bu yenilikçi yaklaşım, hesaplama yükünü önemli ölçüde azaltmakta ve gerçek zamanlı uygulamaları mümkün kılmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada, belirtilen MÖK kısıtlamalarını ele almanın alternatif bir yaklaşımı olarak çevrimdışı gürbüz MÖK metodolojisinin kullanımı önerilmekte ve bunun ABS'de tekerlek kayma kontrolü için uygulanması kolaylaştırılmaktadır. Bu yeni yaklaşım, klasik MÖK kısıtlamalarını etkili bir şekilde ele almakta ve gerçek zamanlı uygulama kapasitesini artırmaktadır. Bu çalışmanın ilk aşamasının ana katkıları şu şekilde özetlenebilir:

- Tekerlek kayma kontrolü için yeni bir çevrimdışı gürbüz MÖK yaklaşımının tasarlanması, burada optimizasyon işlemi, iç içe geçmiş asimptotik olarak kararlı elipsoidler dizisi içinde çevrimdışı olarak gerçekleştirilmektedir. Geleneksel MÖK metodolojisinin aksine önerilen yaklaşım hesaplama yükünü etkili bir şekilde ele alırken daha hızlı bir yanıt sağlamaktadır.
- Çevrimdışı gürbüz MÖK'ün tasarımında, LMI'lar, sistemin fiziksel kısıtlamalarını, belirsizlikleri ve parametre değişkenliklerini içerecek şekilde türetilir ve kontrol edilen sistemin kararlılığını sağlamak için kullanılır.

Bu çalışmanın ikinci aşamasında, ESC sistemi araç yalpa kontrolü için ana kontrolör olarak ANFIS ile çalışan PDK ile entegre edilmiştir. ANFIS, sinir ağlarını ve bulanık mantığı birleştiren gelişmiş bir yapay zekâ tekniğidir ve araç dinamiklerindeki karmaşık, doğrusal olmayan ilişkileri etkili bir şekilde modellemek için Sugeno bulanık çıkarımını kullanmaktadır. Sugeno bulanık çıkarımı, giriş değişkenlerini çıkış değişkenlerine doğrusal fonksiyonlar aracılığıyla eşleyen bir dizi bulanık kurallar kullanarak giriş koşullarına dayalı hassas kontrol hareketlerine olanak tanımaktadır. ANFIS'in adaptif öğrenme yetenekleri, araç hızı, direksiyon açısı ve yan ivme gibi giriş verilerine dayalı olarak kontrol stratejilerinin sürekli olarak optimize edilmesine olanak tanımakta ve böylece dinamik sürüş senaryolarında kararlılığı ve güvenliği artırmaktadır. ANFIS'in ESC çerçevesine entegrasyonu, bireysel tekerlekler üzerindeki diferansiyel frenleme üzerinde hassas modülasyon sağlamak ve bu da arkadan veya önden kayma koşullarını etkili bir şekilde karşılayarak araç kararlılığını korumaktadır. Ayrıca, PDK'nın kullanımı, ANFIS denetleyicisi ile ABS arasında sorunsuz bir uyum sağlamak ve kontrol hareketlerinin düzgün ve etkili bir şekilde gerçekleştirilmesini sağlamaktadır. Bu entegre yaklaşım, ESC sisteminin genel etkinliğini ve duyarlılığını artırarak, çeşitli sürüş koşullarında araç manevra kabiliyetini ve güvenliğini önemli ölçüde artırmaktadır. Ayrıca, önerilen ESC sisteminde, her tekerlekteki ikincil kontrolörler, hassas frenleme momentleri üretmek için çevrimdışı MÖK algoritmalarını kullanmaktadır. Bu kontrolörler bağımsız olarak çalışıp araç dinamikleri ve yol koşullarının önceden hesaplanmış modellerini kullanarak frenleme eylemlerini optimize etmekte ve böylece değişen sürüş senaryolarına proaktif yanıtlar sağlamaktadır.

MATERYAL VE METOT

Bu bölümde, farklı model öngörülü kontrol (MÖK) yaklaşımları kısaca gözden geçirilmiş ve ardından tekerlek kayma kontrolü için yeni bir çevrimdışı gürbüz MÖK yöntemi geliştirilmiştir. Çalışmada odaklanılan nokta, MÖK'ün tekerlek kayma kontrolünde gerçek zamanlı olarak uygulanabilmesidir. Bu amaçla, ABS sistemi tanıtılmış ve fren dinamiklerini açıklamak için lastik modeli oluşturulmuştur. Ayrıca araç, fiziksel performansının sınırında olduğunda karmaşık işletim koşullarıyla başa çıkmak ve araç güvenliğini ve konforunu artırmak için çeşitli aktif kontrol sistemleri olan ABS ve ESC gibi sistemlerle donatılmıştır. Bu nedenle, aracın yalpa hızı takip performansını iyileştirmek, küçük yan kayma açısı ve lastik kayma oranlarını korumak ve genel araç verimliliğini artırmak için aracın double-track modeli kullanılmıştır.

Çevrimiçi Model Öngörülü Kontrol

MÖK, 1960'larda geliştirilen ve optimal kontrol teorisinin özel bir durumu olan bir kontrol stratejisidir. MÖK, k ile belirtilen ayrık zaman aralıklarında bir optimizasyon problemi oluşturmayı içermektedir. Bu optimizasyon probleminin ana amacı, sisteme beslenecek yeni bir kontrol giriş vektörünü u_k hesaplamak ve aynı zamanda işlem kısıtlamalarını dikkate almaktır. Bir MÖK algoritması aşağıdaki bileşenlerden oluşmaktadır.

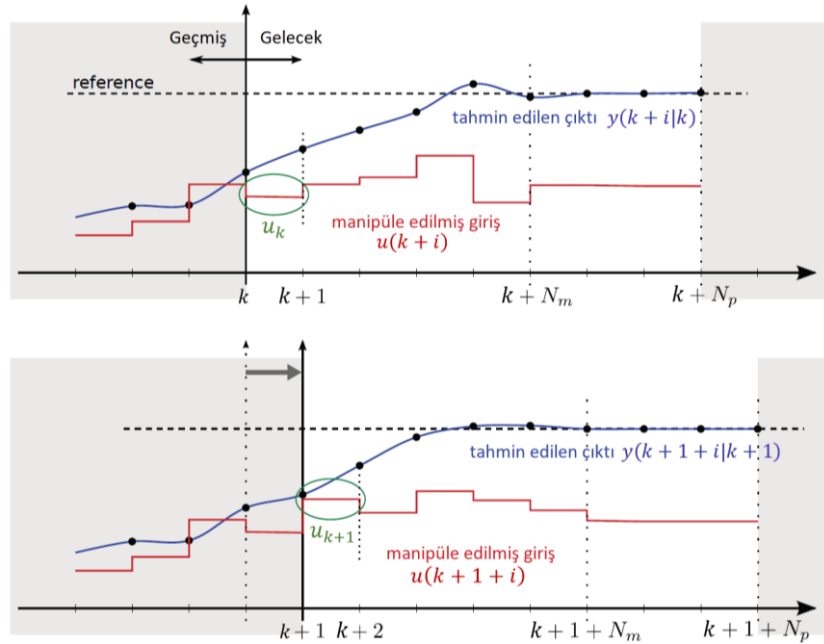
- **Maliyet Fonksiyonu, J_k :** Kontrol hedefi veya maliyet fonksiyonu olarak bilinen J_k , gelecekteki çıktılar $y_{k+1|N_p}$ ile belirlenmiş gelecekteki referanslar $r_{k+1|N_p}$ arasındaki fark gibi faktörleri değerlendiren bir skaler kriter olarak işlev görür ve aynı zamanda u_k 'nin maliyetini de içermektedir. Dolayısıyla, hedef fonksiyon tahmin ufku aralığı N_p boyunca sürecin davranışını değerlendirmek için bir ölçüt olarak hizmet etmektedir. Bu hedef fonksiyonu, gelecekteki kontrol vektörleri $u_{k+1|N_p}$ açısından minimize edilir ve kontrol için sadece ilk kontrol vektörü u_k gerçekte kullanılır. Bu optimizasyon işlemi bir sonraki zaman anında, yani $k = k + 1$ 'de tekrar çözülür. Bu tekrarlayan yaklaşım genellikle geriye dönük bir ufuk kontrol problemi olarak adlandırılmaktadır.
- **Kısıtlamalar:** MÖK'ün temel motivasyonlarından biri işlem değişkenlerindeki kısıtlamaların etkili bir şekilde ele alınabilmesidir. MÖK kontrolörünün kısıtlamaları aktüatör kısıtları ve çıkış (durum) kısıtları olmak üzere iki şekildedir.

- **Tahmin Modeli:** MÖK'ün temel dezavantajlarından biri, sistemin giriş-çıkış dinamiklerini açıklayan bir süreç modelinin gerekliliğidir. Dinamik modeller, korunum yasalarından türetilen bir yaklaşımı sunarken, pratik uygulamalarda genellikle veri odaklı doğrusal modeller kullanılır. Özellikle dikkat çeken ve büyük ilgi gören bir seçenek, alt uzay tanımlama yöntemleriyle tanımlanan modellerin (örneğin durum uzay modeli) kullanılmasıdır.

MÖK yaklaşımı, Şekil 7'de gösterilmiştir. Her bir zaman adımında, mevcut sistem durumu ölçülür veya tahmin edilir ve öngörü modeli kullanılarak sistem davranışı gelecekteki birkaç noktada (tahmin ufkunu oluşturan bir pencere içinde) tahmin edilir. Bu noktalarındaki sistem durumları (veya çıkışları), mevcut durum ve beklenen kontrol girişleri açısından ifade edilir. Ardından, kontrol problemi türüne (düzenleme veya takip etme) bağlı olarak maliyet fonksiyonu tanımlanır. Bu durumda maliyet fonksiyonu şu şekilde tanımlanabilir:

$$J_k = \sum_{i=1}^{N_p} (y_{k+i} - r_{k+i})^T \mathcal{L}_i (y_{k+i} - r_{k+i}) + u_{k+i-1}^T R_i u_{k+i-1} \quad (1)$$

Burada, N_p tahmin ufkı, $\mathcal{L}_i \in \mathbb{R}^{m \times m}$ ve $R_i \in \mathbb{R}^{r \times r}$ ise kullanıcı tarafından belirlenen simetrik ve pozitif yarıtanımlı ağırlık matrisleridir. Ağırlık matrislerinin seçimi genellikle sürece bağlıdır ve genellikle iteratif deneme yanılma yoluyla belirlenir. Denklem (1)'de verilen $y(k+i|k)$, şu anki zamanda tahmin edilen sistem çıkışını $(k+i)$ zamanında temsil etmektedir. Benzer şekilde, $u(k+i|k)$, şu anki zamanda hesaplanan sisteme $(k+i)$ zamanında girişi gösterir. Son olarak, $r(k+i)$, $(k+i)$ zamanında sistem çıkışı için referans değeri belirtir.



Şekil 7. MÖK yaklaşımının gösterimi (Borrelli, Bemporad, and Morari 2017)

Model Öngörülü Kontrol Teknikleri

Bu bölüm, MÖK'ün çeşitli tekniklerini incelemektedir. Bunlar doğrusal zamanla değişen MÖK, Hibrit MÖK ve diğer ilgili yöntemler gibi farklı model öngörülü kontrol teknikleridir. Ayrıca, her bir teknikte kullanılan temel prensipler, avantajlar, dezavantajlar ve uygulama alanları hakkında genel bir bakış sunulmuştur.

Tahmin modelinin doğruluğu ve karmaşıklığı

MÖK'de uygun bir tahmin modelinin seçilmesi önemli bir zorluktur. Tahmin modeli bir denge kurmalıdır: sistemin temel dinamiklerini yakalayacak kadar açıklayıcı olmalı ve aynı zamanda elde edilen kontrolörün hem verimli hem de pratik olmasını sağlamak için mümkün olduğunca basit kalmalıdır. Elde edilen kontrolörün etkinliği büyük ölçüde tahmin modelinin seçimine bağlıdır. Birçok çalışma, doğrusal olmayan sistemlerin dinamiklerini yeterince yakalayan bir tahmin modelinin seçilmesinin önemini vurgulamıştır.

Doğrusal olmayan model öngörülü kontrol

Tahmin modelindeki detay seviyesinin yanı sıra, doğrusal veya doğrusal olmayan bir model arasındaki seçim hayati önem taşımaktadır. Doğrusal modellerin aksine, doğrusal olmayan modeller genellikle aracın daha geniş bir çalışma aralığında doğru tanımlanmasına olanak sağlamak ve sistemdeki global dinamiklerin daha iyi bir şekilde tanımlanmasını sağlamaktadır. Bazı araştırmacılar çalışmalarında doğrusal olmayan model öngörülü kontrol uygulamalarını incelemişlerdir. Örneğin, (Borrelli *et al.* 2005), MÖK'ü kullanarak otonom araç sistemlerinin aktif direksiyonunu araştırmışlardır. Doğrusal olmayan MÖK'ü kullanarak, optimal kontrol eylemlerini yol izleme için belirlemeyi amaçlamışlardır. Doğrusal olmayan model öngörülü kontrolcünün etkileyici performansına rağmen pratik uygulaması sınırlı kalmıştır. Tahmin sürecinde doğrusal olmayan bir model kullanmak, her örneklem zamanında çözülmesi gereken doğrusal olmayan bir optimizasyon sorununa yol açmaktadır. Çok sayıda doğrusal olmayan programlama çözücüsü bulunmasına rağmen ((Falcone *et al.* 2008)), pratik uygulama zorlukları genellikle doğrusal olmayan modellerin kullanımını daha az tercih edilir hale getirmiştir.

Doğrusal zamanla değişen model öngörülü kontrol

Önceki bölümde belirtildiği gibi, doğrusal olmayan MÖK'ün pratik uygulamaları, sonuç olarak ortaya çıkan doğrusal olmayan programlama probleminin karmaşıklığının zorluğu nedeniyle sınırlıdır. Bu nedenle, birçok araştırmacı, doğrusal olmayan programlamayı önlemek adına sistem için doğrusal olmayan bir model kullanmaya başlamış ve ardından bu modelin

ardışık doğrusallaştırılmasını kullanmıştır. Böylece alt-optimal bir kontrolör elde edilmiştir. (Palmieri *et al.* 2009), aracı yüksek hızda ve çift şerit değiştirme gibi zorlu manevralarda dengelemek için diferansiyel frenleme yöntemini kullanan doğrusal zamanla değişen bir MÖK yöntemi önermişlerdir. Tahmin için tam bir araç modeli kullanılmış ve model her örnekleme zamanında doğrusallaştırılarak, problemi daha yönetilebilir bir doğrusal zamanla değişen MÖK'e dönüştürmüşlerdir. Ayrıca, istenen fren kuvvetini üretmek için MÖK denetleyicisine seri olarak bir kayma kontrolcüsü eklenmiştir. Doğrusal zamanla değişen MÖK yaklaşımında, sistem dinamiklerinin zamanla değişen doğası MÖK algoritması tarafından kullanılan tahmin modelinde açıkça dikkate alınmıştır. Bu, tahmin için kullanılan modelin her zaman adımında güncellenerek sistemdeki güncel durumu ve zamanla değişen dinamikleri yansıtmaya anlamına gelmektedir. Böylece, kontrol algoritması sistemin davranışındaki değişikliklere daha etkili bir şekilde adapte olabilmekte ve bu da kararlılık, gürbüzlük ve izleme doğruluğu açısından daha iyi bir performansla yol açabilmektedir. Zamanla değişen dinamikleri tahmin modeline entegre etmek, her zaman adımında optimizasyon problemlerinin çözülmesini gerektirmektedir. Bu durum, özellikle karmaşık dinamiklere veya uzun tahmin ufkuna sahip sistemler için artan bir hesaplama yüküne neden olabilmektedir. Sonuç olarak, doğrusal zamanla değişen MÖK'ün gerçek zamanlı uygulaması, özellikle yüksek hızlı sistemler veya sıkı zamanlama gereksinimleri olan uygulamalar için zorlayıcı olmaktadır.

Hibrit model öngörülü kontrol

Doğrusal zamanla değişen MÖK'e karşı bir argüman, her örnekleme zamanında doğrusallaştırma yapılmasına rağmen, bu doğrusallaştırmanın sadece tahmin süresi boyunca değişkenlerdeki küçük değişiklikler için geçerli olduğudur. Bu değişiklikler önemliyse, modelleme hataları performans düşüşüne neden olabilmektedir. Daha doğru, ancak daha az karmaşık bir tahmin modeli elde etmenin başka bir yolu ise karmaşık dinamik modellerin kullanımını içeren hibrit dinamik modellerin kullanımınıdır (Borrelli, Bemporad, and Morari 2017). Bu yaklaşımda, modelin doğrusallığı parçalı afin fonksiyonlar kullanılarak yaklaşık olarak elde edilmektedir. Sistemin durumuna bağlı olarak, bir zaman anında afin bölümlerden biri etkin hale gelir. Etkin bölüm(ler) indeksi sistem değişkenlerinden biri olur, bu da hibrit bir sistem modeli veya karmaşık tamsayılı dinamik sistem oluşturur. Hibrit bir tahmin modeli kullanmak, mevcut yazılım araçları kullanılarak çözülebilen karışık tamsayı ikinci dereceden (veya doğrusal) programlama (MIQP veya MILP) problemine yol açar. (Di Cairano *et al.* 2012), aktif ön direksiyon ve diferansiyel frenleme ile donatılmış otonom olmayan bir aracın yanal kararlılık sorununu incelemiştir. Lastik modelini kullanarak lastik kayma açılarına göre lastik kuvvetlerini yaklaşık olarak belirlemiş ve aracın dinamiklerini, mevcut yan kayma açısı

değerlerine dayanarak açıklayan bir PWA sistemi kullanmışlardır (hibrit MÖK modeli). Nominal ve gerçek boylamsal hız arasındaki önemli sapmaların kararlılık kaybına yol açabileceği gözlemlenmiştir. Yol tutma faktörlerindeki değişimler için benzer bir gözlem yapılabilir. Ancak, tamsayı programlama genellikle karmaşıktır ve maliyetli yazılım ve donanım kaynaklarını gerektirmektedir. (Di Cairano *et al.* 2012)'de, yazarlar tahmin zaman çerçevesi içinde mod değişikliği olmadığını varsayarak hibrit MÖK'ü anahtarlamalı MÖK'e dönüştürmeyi, hesaplama karmaşıklığını ve problem boyutunu azaltmayı amaçlamışlardır.

Açık model öngörülü kontrol

2000 yılında (Bemporad *et al.* 2000), yavaş veya küçük ölçekli sistemlerde Model Öngörülü Kontrolün (MÖK) yaygın olarak benimsenmesini engelleyen yüksek hesaplama yükü zorluğunun altını çizmişlerdir. Bununla birlikte, hesaplama kabiliyetlerinin gelişmesiyle birlikte MÖK'ün etkinliğini artırmak için yenilikçi çözümler sunan hibrit MÖK ve açık MÖK metodolojileri ortaya çıkmıştır. Bu yaklaşımlar, çevrimdışı çözümlen optimizasyon problemlerini çevrimiçi kontrol ile entegre ederek çözümleri çeşitli senaryolar için arama tablolarında depolarlar. Hesaplama görevlerini zaman açısından kritik olmayan çevrimdışı hesaplamalara kaydırarak MÖK, çevrimiçi bir kazanç çizelgeleme algoritmasına dönüşür. Bu dönüşüm, daha yüksek kapalı döngü kontrol oranları ve daha hızlı geri bildirim sağlayarak kapalı döngü kontrolü uygulanabilir hale getirir ve belirli durumlarda kontrol performansını artırır. Bununla birlikte, tüm olası senaryolar için problemlerin çözülmesiyle ilişkili artan hesaplama talepleri ve bellek gereksinimleri önemli zorluklar ortaya çıkarmaktadır.

Açık MÖK, çevrimiçi hesaplama yükünü azaltırken, önceden hesaplanmış çözümleri depolamak için önemli miktarda bellek alanı gerektirir. Önceden hesaplanmış çözümlere erişim zaman alıyorsa, karmaşık sistemler için etkinliği azalır. Açık MÖK, çok parametrelili programlama kullanarak sistemin başlangıç durumuna dayalı programlama problemini çevrimdışı olarak çözmeyi gerektirir (Pistikopoulos, Georgiadis, and Dua 2007). Daha sonra, her zaman adımında, kontrol yasası sistem durumu ölçümlerine dayalı olarak bellekten alınır ve gerçek zamanlı kontrol eylemi hesaplamasını kolaylaştırır.

Etkinliğine rağmen, MÖK'ün hesaplama maliyetleri hala uygulamasını nispeten hızlı donanıma sahip sistemlerle sınırlamaktadır. Hesaplama verimliliğine ek olarak, açık MÖK, geleneksel MÖK yöntemlerine göre çeşitli avantajlar sunmaktadır. Çevrimiçi optimizasyon ihtiyacını ortadan kaldırarak daha hızlı hesaplama süreleri sağlar ve sıkı zamanlama gereksinimleri olan sistemler için bile gerçek zamanlı uygulamaya olanak tanır. Ayrıca, açık MÖK'deki önceden hesaplanmış çözümler, basit uygulamaya ve hesaplama gecikmelerine karşı

daha az hassasiyete izin vererek, hızlı dinamiklere veya sınırlı hesaplama kaynaklarına sahip uygulamalar için uygun hale getirir (Vazquez *et al.* 2016).

Bununla birlikte, açık MÖK'ün de sınırlamaları vardır. Dezavantajlardan biri, her örnekleme zamanında kontrol yasasının hesaplanması gerekliliğidir. Kontrol kanunu çeşitli senaryolar için çevrimdışı olarak önceden hesaplandığından ve bellekte saklandığından, her zaman adımında ona erişmek ve uygulamak hesaplama açısından zahmetli olabilir. Bu süreç, mevcut sistem durumuna göre uygun kontrol yasasının bellekten alınmasını içermekte ve bu da özellikle karmaşık dinamiklere veya uzun tahmin ufuklarına sahip sistemler için hesaplama ek yükünün artmasına neden olabilmektedir. Ayrıca, her örnekleme zamanında kontrol yasasının hesaplanması, özellikle sıkı zamanlama gereksinimleri veya hızlı dinamikleri olan uygulamalarda, açık MÖK'ün gerçek zamanlı performansını sınırlayabilir. Öte yandan, açık MÖK, önceden hesaplanmış çözümlere dayandığından, öngörülemez bozuklukları veya sistemin davranışındaki değişiklikleri ele almada daha az uyarlanabilir. Bu nedenle, açık MÖK çevrimiçi hesaplama yükünün azaltılması açısından avantajlar sunarken, her örnekleme zamanında kontrol yasasını hesaplama ihtiyacı, özellikle hesaplama kaynaklarının sınırlı olduğu veya gerçek zamanlı performansın kritik olduğu senaryolarda önemli bir dezavantaj olmaya devam etmektedir.

Çevrimdışı Model Öngörülü Kontrol

Model öngörülü kontrolörü tasarlamak için, $u(k + i|k) = F(k)x(k + i|k)$ şeklindeki kontrol yasası aşağıdaki maliyet fonksiyonu minimizasyon problemine yol açar:

$$J(k) = \sum_{i=0}^{\infty} (x(k + i|k)^T \mathcal{L}x(k + i|k) + u(k + i|k)^T \mathcal{R}u(k + i|k)) \quad (2)$$

Burada $\mathcal{L}$ ve $\mathcal{R}$ sırasıyla sistem durumlarının ve kontrol girdisinin ağırlık matrislerini temsil etmektedir. Doğrusal matris eşitsizliği (LMI) çerçevesi kullanılarak çevrimiçi RF ve önerilen çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin tasarım prosedürü bu bölümde açıklanmaktadır. Bu durumda, tüm durumların mevcut olduğu varsayılmaktadır.

Çevrimiçi GMÖK

Doğrusal zamanla değişen bir sistem aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned} x(k + 1) &= A(k)x(k) + Bu(k), \\ y(k) &= Cx(k) \\ [A(k) \quad B(k)] &\in \Omega \end{aligned} \quad (3)$$

Denklemden $u(k) \in \mathfrak{R}^{n_u}$ kontrol girdisi, $x(k) \in \mathfrak{R}^{n_x}$ sistemin durumu ve $y(k) \in \mathfrak{R}^{n_y}$ sistemin çıktısıdır. Politopik belirsizlik için, $Co\{[A_1 \ B_1], \dots, [A_L \ B_L]\}$, Ω politopu, Co dışbükey gövdeyi temsil eder, $[A_i \ B_i]$ dışbükey gövdenin köşeleridir. Konveks küme içindeki herhangi bir $[A \ B]$, $[A \ B] = \sum_{j=1}^L \alpha_j [A_j \ B_j]$ köşelerinin doğrusal bir kombinasyonu olarak ifade edilebilir; Burada $\sum_{j=1}^L \alpha_j = 1$, $0 \leq \alpha_j \leq 1$ ve L köşe sayısıdır.

En kötü durumdaki sonsuz ufuklu karesel amaç fonksiyonunu minimize eden aşağıdaki problem ele alındığında:

$$\begin{aligned} & \min_{u(k+i|k)=F(k)x(k+i|k)} \max_{[A(k+i) \ B(k+i)] \in \Omega, i \geq 0} J_{\infty}(k), \\ & |u_r(k+i|k)| \leq u_{r,max}, \quad i \geq 0, r = 1, 2, \dots, n_u; \\ & |y_r(k+i|k)| \leq y_{r,max}, \quad i \geq 0, r = 1, 2, \dots, n_y. \end{aligned}$$

Denklemden her k örnekleme zamanında, $J_{\infty}(k)$ 'nın en kötü durum değerini minimize etmek için $u(k+i|k) = F(k)x(k+i|k)$ durum geri besleme yasasının kullanıldığını varsayıyoruz. Şimdi $J_{\infty}(k)$ için bir üst sınır türetiyoruz. Örnekleme zamanı k 'da, $V(x) = x^T P(k)x$, $P(k) > 0$ şeklinde karesel fonksiyon tanımlanır. Herhangi bir $[A(k+i) \ B(k+i)] \in \Omega$, $i \geq 0$ için, $V(x)$ aşağıdaki gürbüz kararlılık kısıtlamasını sağladığını varsayalım:

$$\begin{aligned} & V(x(k+i+1|k)) - V(x(k+i|k)) \\ & \leq -[x(k+i|k)^T \mathcal{L}x(k+i|k) + u(k+i|k)^T \mathcal{R}u(k+i|k)] \end{aligned} \quad (4)$$

Bu denklemi $i = 0$ 'dan sonsuza kadar toplama ve $x(\infty|k) = 0$ veya $V(\infty|k) = 0$ şartıyla,

$$\max_{[A(k+i) \ B(k+i)] \in \Omega, i \geq 0} J_{\infty}(k) \leq V(x(k|k)) \leq \gamma \quad (5)$$

Denklemler (4) ve (5) $J_{\infty}(k)$ 'ya bir üst sınır elde oluşturmaktadır. $V(x(k|k)) \leq \gamma$ şartını LMI'lar üzerinde yazabiliriz. Aşağıdaki teorem, çevrimiçi GMÖK yaklaşımının LMI tabanlı formunu açıklamaktadır:

Teorem 1. (Wan and Kothare 2003) gibi doğrusal zamanla değişen bir sistem için

$$x(k+1) = A(k)x(k) + Bu(k),$$

$$y(k) = Cx(k)$$

k örnekleme zamanında, amaç maliyet fonksiyonu $J_{\infty}(k)$ üzerinde bir üst sınır (γ) vardır ($J_{\infty}(k) < \gamma$), ancak ve ancak aşağıdaki LMI'ları sağlayan bir simetrik matris ($Q > 0$) ve Y var ise:

$$\begin{bmatrix} 1 & x(k|k)^T \\ x(k|k) & Q \end{bmatrix} \succcurlyeq 0, \quad Q \succ 0 \quad (6)$$

$$\begin{pmatrix} Q & QA_j^T + Y^T B_j^T & Q\mathcal{L}^{1/2} Y^T \mathcal{R}^{1/2} \\ A_j Q + B_j Y & Q & 0 & 0 \\ \mathcal{L}^{1/2} Q & 0 & \gamma I & 0 \\ \mathcal{R}^{1/2} Y & 0 & 0 & \gamma I \end{pmatrix} \succcurlyeq 0, \quad j = 1, \dots, L \quad (7)$$

$$\begin{pmatrix} X & Y \\ Y^T & Q \end{pmatrix} \succcurlyeq 0, \quad (8)$$

$$X_{rr} \leq u_{r,max}^2, \quad r = 1, 2, \dots, n_u \quad (9)$$

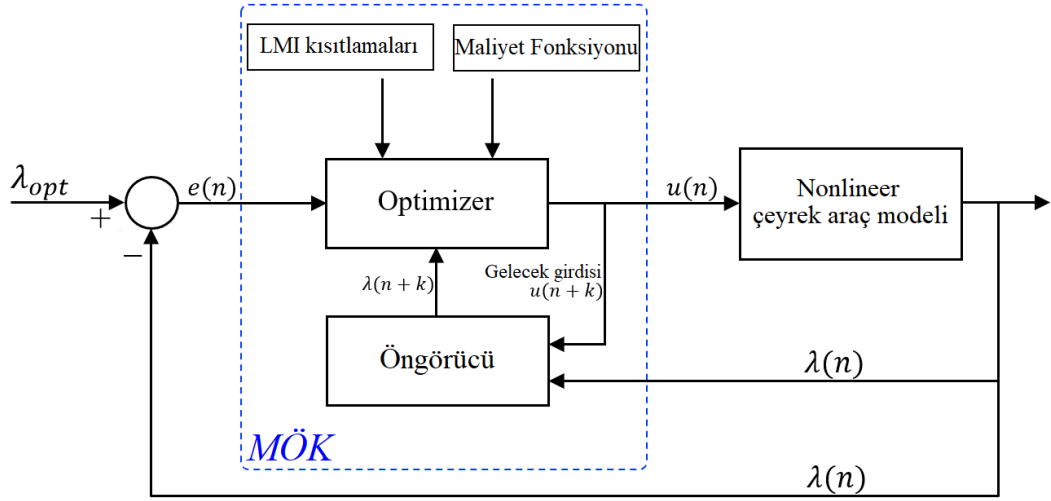
$$\begin{pmatrix} Z & C(A_j Q + B_j Y) \\ (A_j Q + B_j Y)^T C^T & Q \end{pmatrix} \succcurlyeq 0, \quad (10)$$

$$Z_{rr} \leq y_{r,max}^2, \quad r = 1, 2, \dots, n_y \quad (11)$$

Aşağıdaki doğrusal hedef minimizasyon problemi, kapalı döngü sistemi için gürbüz ve asimptotik çözümü verir:

$$\min_{\gamma, Q, X, Y, Z} \gamma \text{ subject to the LMIs of } (6) - (11) \quad (12)$$

Bu MÖK algoritması, başlangıçta uygunsa, kapalı döngü sistemini gürbüz bir şekilde asimptotik olarak stabilize eder. Bu minimizasyon problemi çözüldükten sonra, $Q = \gamma P(k)^{-1}$ ve $F(k) = YQ^{-1}$ denklemi, kontrol yasasındaki $u(k + i|k) = F(k)x(k + i|k), i \geq 0$ durum geribesleme matrisini ($F(k)$) sağlamaktadır. Başka bir deyişle, denklem (12)'nin minimizasyon problemi çözüldükten sonra, $F(k) = YQ^{-1}$ olarak hesaplanır. Kontrol yasası ise, her örnekleme zamanında $u(k + i|k) = F(k)x(k + i|k), i \geq 0$ ile elde edilir. Parametre belirsizliklerinin varlığında gürbüzlük kontrolünün kanıtını görmek için (Kothare, Balakrishnan, and Morari 1996)'ya yönlendirilmektedir. Çevrimiçi MÖK'ün kapalı çevrim blok diyagram yapısı Şekil 8'te gösterilmektedir.



Şekil 8. Çevrimiçi MÖK'ün kapalı çevrim blok diyagram yapısı

Şekil 8'de görüldüğü gibi, her k örnekleme zamanında MÖK kontrol yasası çevrimiçi olarak hesaplanmaktadır ve bu yüzden, ağır hesaplama yüküne sahip olup yüksek depolama kapasitesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sınırlama ile başa çıkmak için, bir sonraki alt bölümde çevrimdışı GMÖK tanıtılmaktadır.

Çevrimdışı gürbüz model öngörülü kontrol (GMÖK)

Bu bölümde, (Wan and Kothare 2003)'da önerilen asimptotik olarak kararlı değişmez elipsoidler kavramına dayanan çevrimdışı GMÖK yaklaşımı için algoritma sunulmaktadır. Teorem 1 orijinden belirli bir mesafede bulunan bir duruma uyguladığında, daha kısıtlı bir geri besleme matrisi elde edilir. Asimptotik olarak kararlı bir sistemde, durumun orijine yakınsama eğilimi vardır. Bu nedenle, (Kothare, Balakrishnan, and Morari 1996)'ya göre, daha az kısıtlama getirdiği için geniş kapsamlı bir geri besleme matrisinin saklanması gerekli değildir. Çevrimdışı GMÖK yaklaşımı, iç içe geçmiş asimptotik olarak kararlı değişmez elipsoidler ekleyerek durum ile orijin arasındaki mesafeyi optimize etmektedir. Elipsoid dizisi arasından durumu içeren en küçük elipsoid çevrimdışı olarak seçilir. Asimptotik olarak kararlı değişmez elipsoitte ($\mathcal{E} = \{x \in \mathbb{R}^{n_x} | x^T Q^{-1} x \leq 1\}$), durum ve orijin arasındaki mesafe ağırlıklı norm ($\|x\|_{Q^{-1}}^2 \triangleq x^T Q^{-1} x$) olarak tanımlanır. Geri besleme matrisini sürekli gerçek zamanlı bir uygulama olarak geliştirmek için, karşılık gelen durum geri besleme kazançları arasında doğrusal bir enterpolasyon yapmak gerekir.

Tanım 1: Asimptotik olarak kararlı değişmez elipsoid. Verilen bir ayrık dinamik sistem $x(k+1) = f(x(k))$ için, durum uzayı $\mathbb{R}^{n_x}$ 'in bir alt kümesi $\mathcal{E} = \{x \in \mathbb{R}^{n_x} | x^T Q^{-1} x \leq 1\}$ 'e, asimptotik olarak kararlı bir değişmez elipsoid denir, eğer $x(k_1) \in \mathcal{E}$ olduğunda, tüm $k \geq k_1$ ve $x(k) \rightarrow 0$, $k \rightarrow \infty$ 'a giderken, $x(k) \in \mathcal{E}$ olur.

Teorem 2. Bir sistem (3) ve bir durum geri besleme kontrolörü $u(k) = (F(k) = YQ^{-1})x(k)$ 'dan oluşan kapalı döngü bir sistem düşünün; burada Y ve Q^{-1} , Teorem 1'de tanımlanan gürbüz kısıtlı MÖK algoritmasının bir sistem durumu x_0 'a uygulanmasıyla elde edilir. Bu durumda, $\mathbb{R}^{n_x}$ durum uzayının $\mathcal{E} = \{x \in \mathbb{R}^{n_x} \mid x^T Q^{-1} x \leq 1\}$ alt kümesi asimptotik olarak kararlı bir değişmez elipsoittir.

Asimptotik kararlı bir değişmez elipsoid $\mathcal{E} = \{x \in \mathbb{R}^{n_x} \mid x^T Q^{-1} x \leq 1\}$ içinde, x durumu ile orijin arasındaki mesafe ağırlıklı norm $\|x\|_{Q^{-1}} \triangleq \sqrt{x^T Q^{-1} x}$ olarak tanımlanır. Böylece asimptotik kararlı değişmez elipsoidleri birbirinin içine ekleyerek, durum ve orijin arasındaki mesafeye bağlı değişen geri besleme matrislerini benimseme konusunda daha fazla özgürlüğe sahip olunur. Algoritma 1 çevrimdışı GMÖK yapısını göstermektedir.

Algoritma 1. Çevrimdışı Gürbüz Model Öngörülü Kontrol (GMÖK)

Denklem (3)'teki belirsiz sistem için başlangıçta uygun bir durum (x_1) için minimizatörleri γ_i, Q_i, X_i, Y_i , ve Z_i 'yi ($i = 1$ olarak belirleyin) çevrimdışı olarak Denklem (12)'den üretin;

N adet iç içe geçmiş elipsoid kullanın. Teorem 1'i ve ek bir kısıtlamayı $\|x_{i+1}\|_{Q_i^{-1}}^2 < 1$ kullanarak, N adet uygulanabilir rastgele başlangıç durumu ($x_i, i = 2, \dots, N; i = 1$ 'de yok sayılır) için γ_i, Q_i, X_i, Y_i , ve Z_i minimizerlerini hesaplayın;

X_i, Y_i, Q_i^{-1} , ve $F_i (= Y_i Q_i^{-1})$ 'yi bir arama tablosunda saklayın; $i = i + 1$ olsun, 1. adıma gidin.

Adım 1 ve 2'den elde edilen arama tablosunda, her $i \neq N$ için aşağıdaki eşitsizliğin uygunluğunu kontrol edin:

$$Q_i^{-1} - (A_j + B_j F_{j+1})^T Q_i^{-1} (A_j + B_j F_{j+1}) > 0 \quad (13)$$

Gerçek zamanlı uygulamada, $\|x(0)\|_{Q_1^{-1}}^2 \leq 1$ koşulunu sağlayan bir başlangıç durumu ($x(0)$) verildiğinde, en büyük indeksi (i ; veya eşdeğer olarak, en küçük elipsoid $\mathcal{E}_i = \{x \in \mathbb{R}^{n_x} \mid x^T Q_i^{-1} x \leq 1\}$) bulmak için arama tablosunda Q_i^{-1} 'ler üzerinde çevrimiçi bir bisection (ikiye bölme) araması gerçekleştirin, öyle ki $\|x\|_{Q_i^{-1}}^2 \leq 1$ olur.

Kontrol yasasını ($u(k) = F_i x(k)$) uygulayın.

Eşdeğer elipsoide göre, eğer $i \neq N$ ise, $x(k)^T (\alpha_i Q_i^{-1} + (1 - \alpha_i) Q_{i+1}^{-1}) x(k) = 1$ eşitliğini çözün; bu durumda $0 \leq \alpha_i \leq 1$ çözümdür ve kontrol yasası şöyledir:

$$f(x) = \begin{cases} \alpha_i F_i + (1 - \alpha_i) F_{i+1}, & \text{if } \|x\|_{Q_i^{-1}}^2 \leq 1, \|x\|_{Q_i^{-1}}^2 > 1, i \neq N \\ F_N, & i = N \end{cases} \quad (14)$$

$$F_z = m_t g \quad (17)$$

Denklemden F_x boylamsal lastik kuvveti, m_t çeyrek aracın toplam kütlesi, V araç gövde hızı, I_w tekerlek atalet momenti, ω tekerleğin açısal hızı, R tekerlek yarıçapı ve T_b frenleme torkunu temsil etmektedir. Bu tork şu şekilde tanımlanır:

$$T_b = K_b P_b$$

Denklemden K_b frenleme katsayısı ve P_b fren basıncıdır. Frenleme sırasında, frenleme torku lastik ile yol yüzeyi arasında çekiş gücü oluşturur. Bu çekiş, lastiğin normal dönme sırasında kat edeceğinden daha fazla mesafe kat etmesine neden olur ve buna tekerlek kayması denir. Tekerlek kayması matematiksel olarak şu şekilde hesaplanır:

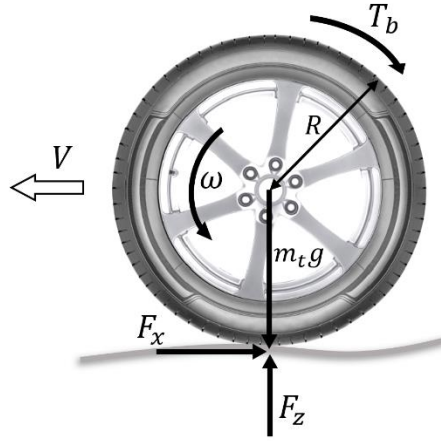
$$\lambda = \frac{V - R\omega}{\max(V, R\omega)} \quad (18)$$

Yukarıda verilen ifade aracın boylamsal hızı ile tekerleğin doğrusal hızı arasındaki bağıl hızı tanımlar. Tekerlek frenleme modundayken, aracın boylamsal hızı (V) tekerleğin doğrusal hızını ($R\omega$) ($V > R\omega$) aşarak frenleme eylemini gösterir. Kayma olmadan yuvarlanan bir tekerlek durumunda, kayma değeri sıfırdır. λ parametresi kayma oranını veya kayma katsayısını temsil etmek için kullanılır ve sıfırdan büyük değerler almaktadır ($\lambda > 0$). $\lambda = 1$ değeri, lastik ile yol yüzeyi arasında maksimum çekişe eşit olup kilitli tekerlek durumunu gösterir. Kayma oranı (λ), tekerleğin ve aracın hızları arasındaki bağıl farkın bir ölçüsü olarak hizmet eder ve tekerleğin frenleme davranışı hakkında bilgi vermektedir.

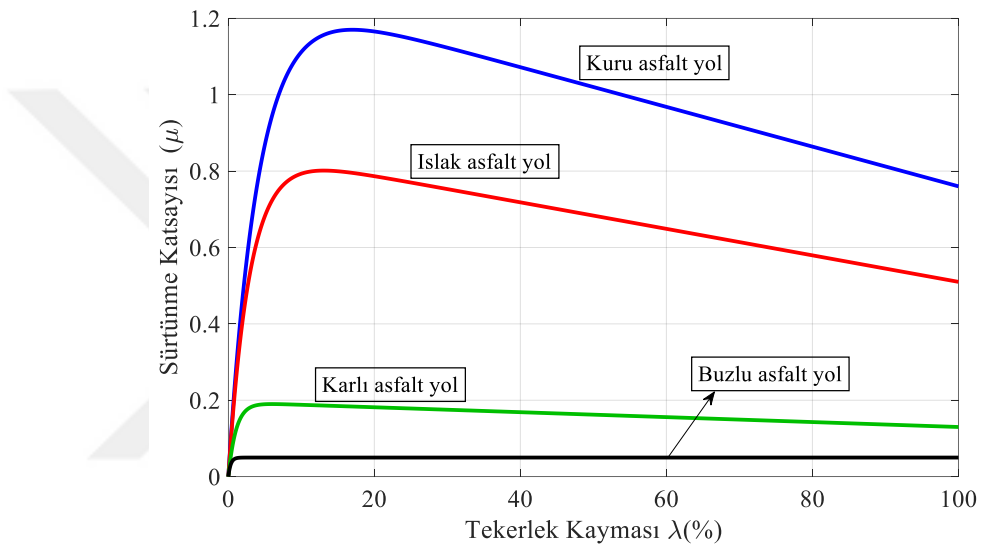
Burckhardt bağıl değeri, aşağıda ifade edildiği gibi doğrusal olmayan tekerlek kaymasına (λ) bağlı olan lastik-yol sürtünme katsayısını temsil etmektedir:

$$\mu(\lambda) = c_1 (1 - e^{(-c_2 \lambda)}) - c_3 \lambda \quad (19)$$

Burada c_1 , c_2 ve c_3 sabitleri yol tipi ve koşullarının yanı sıra (*Burckhardt* 1993)'de hesaplanan tekerlek ve araç çalışma koşullarına bağlıdır. Bu değerler farklı yol profilleri için Tablo 1'de verilmiştir. $\mu(\lambda)$, lastiğin ve yol yüzeyinin belirli özelliklerine bağlı olan sürtünme katsayısını temsil etmektedir. Şekil 11'de farklı yol yüzeyi koşulları için $\mu(\lambda)$ eğrileri gösterilmektedir. Sürtünme katsayısı (μ) tipik olarak lastiğin doğrusal olmayan davranışı ve yol ile etkileşimini dikkate alarak tekerlek kaymasının (λ) bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 10. Tek tekerlekli model



Şekil 11. Farklı yol koşulları için Burckhardt lastik-yol sürtünme eğrileri

Tablo 1. Farklı Yol Koşulları için “Burckhardt” Bağlı Sabit Değerleri.

Yol koşulları	c_1	c_2	c_3
Kuru asfalt yol	1.2801	23.99	0.52
Islak asfalt yol	0.857	33.822	0.347
Karlı yol	0.1946	94.129	0.0646
Buzlu yol	0.05	306.39	0

Şekil 10'a göre, boylamsal sürtünme kuvveti (F_x) lastik normal yükü (F_z) ile ilişkilidir ve tekerlek kaymasının bir fonksiyonu olarak tanımlanır ve şu şekilde modellenir:

$$F_x = \mu(\lambda)F_z \quad (20)$$

Sistemin durum-uzay gösterimi

Daha öncede belirtildiği gibi, frenleme sırasında $V > R\omega$ ve tekerlek kayması (λ) olarak tanımlanmaktadır:

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V}$$

Bu çalışmada, boylamsal araç hızı ve tekerlek kayması ($\mathbf{x} = [V \quad \lambda]$) sistemin durum değişkenleri olarak belirlenmiştir:

$$x_1 = V$$

$$x_2 = \lambda$$

$$\dot{x}_1 = \dot{V} = -\frac{F_x}{m_t} = -\frac{\mu(x_2)F_z}{m_t} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 &= -\frac{1}{V} \left(\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{R^2 F_x}{I_t} \right) + \frac{R}{V I_t} T_b = \\ &= -\frac{1}{x_1} \left(\frac{F_x}{m_t} (1 - x_2) + \frac{R^2 F_x}{I_t} \right) + \frac{R}{x_1 I_t} T_b \end{aligned} \quad (22)$$

Durum uzayı modeli doğrusal olmadığından, kontrolör tasarımı için doğrusallaştırılması gerekmektedir. Doğrusal olmayan sistemin durum uzayı denklemleri aşağıdaki gibi belirlenir:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\left((c_1(1 - e^{-c_2 x_2}) - c_3 x_2) F_z / m_t \right) \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{x_1} \left(\frac{\mu(x_2) F_z}{m_t} (1 - x_2) + \frac{R^2 \mu(x_2) F_z}{I_t} \right) + \frac{R}{x_1 I_t} u (= T_b) \end{aligned}$$

Bu doğrusal olmayan sistem temsili şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})T_b$$

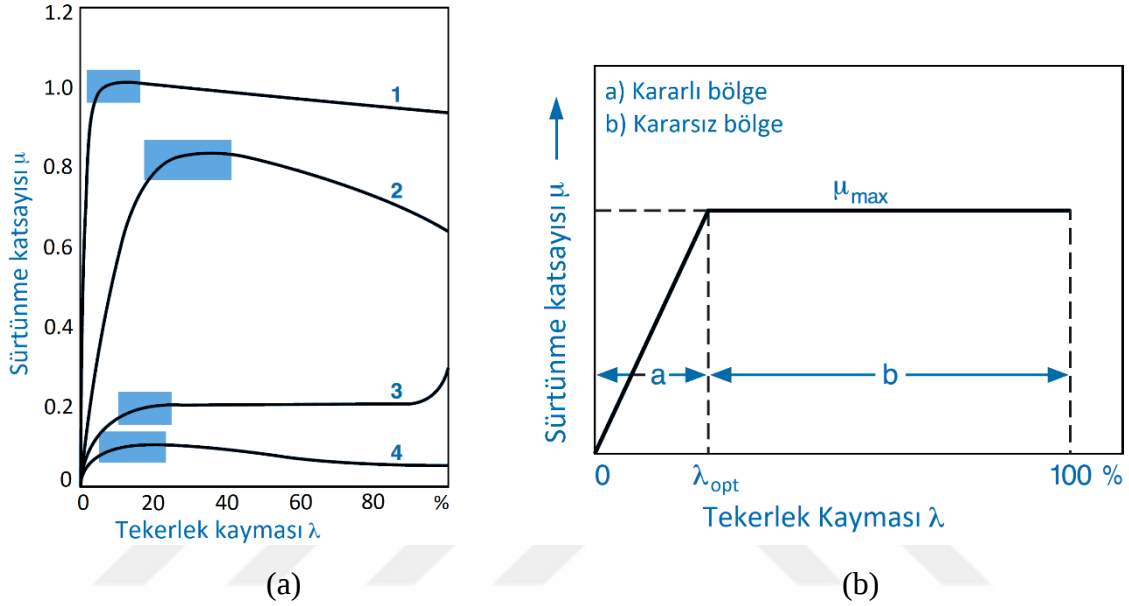
Doğrusal olmayan bir denklemi doğrusallaştırmak için, x_0 durum değişkeninin ve u_0 girişinin bulunduğu varsayılır. Bu doğrusallaştırma sistemin denge noktasında yapılmaktadır. ABS sistemi için bu denge nokta aracın durma durumundaki iki durumun miktarları olabilir. Ancak, doğrusal olmayan ABS modelinin belirli bir denge noktasına sahip olmadığına dikkat etmek önemlidir. Bunun yerine, lastik-yol sürtünme eğrilerinin kararlı bölgesi içerisinde bir denge manifoldu mevcuttur (Savaresi *et al.* 2005). Şekil 11'de gösterilen lastik-yol sürtünme eğrilerinin tepe değerlerini dikkate alarak, farklı yol profilleri için tekerlek kaymasının optimum değerlerini belirlemek mümkündür. ABS'nin kararlı performans bölgesinin $0 < \lambda < \lambda_{opt}$ ($0 < \mu < \mu_{peak}$) aralığında olduğu belirlenir; burada λ_{opt} ve μ_{peak} sırasıyla optimum ve tepe değerleri ifade eder. Şekil 12'de fren kaymasına karşı sürtünme katsayısı için teorik bir eğri gösterilmektedir. Bu eğri, doğrusal bir eğime sahip kararlı bir bölge ve sabit bir ilerlemeye sahip kararsız bir bölge olarak ikiye ayrılır. Bu konuda daha derinlemesine bilgi için ilgili okuyucular (Guardabassi and Savaresi 2001; Savaresi *et al.* 2005)'ye yönlendirilmektedir. Sistemin yeni durum uzayı Taylor

serisi üzerinde yapılan doğrusallaştırma yöntemi ile yapılmaktadır. Bu yeni Jacobian matrisler aşağıdaki gibidir:

$$F_z = m_t g$$

$$\alpha = \left(\frac{c_1}{m_t} + \frac{c_1 R^2}{I} \right) - \left(\frac{1}{m_t} - \frac{c_3}{m_t} - \frac{c_3 R^2}{I} \right) x_{20} - \left(\frac{c_1 R^2}{I} + \frac{c_1}{m_t} - \frac{c_1}{m_t} x_{20} \right) e^{(-c_2 x_{20})} + \frac{c_3}{m_t} x_{20}^2$$

$$\beta = \frac{c_3 R^2}{I} + \frac{(c_3 - 1)}{m_t} + c_2 \left(\frac{c_1 R^2}{I} + \frac{c_1}{m_t} \right) e^{(-c_2 x_{20})} + \frac{c_1}{m_t} (e^{(-c_2 x_{20})} - c_2 x_{20} e^{(-c_2 x_{20})}) + \frac{2c_3}{m_t} x_{20}$$



Şekil 12. a) Mavi gölgeli alanlar: ABS aktif bölgeleri, b) Sürtünme katsayısına karşı tekerlek kayması için teorik bir eğri

$$A_{n \times n} = \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)_{|(x_0, u_0)} = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{pmatrix}_{|(x_0, u_0)} =$$

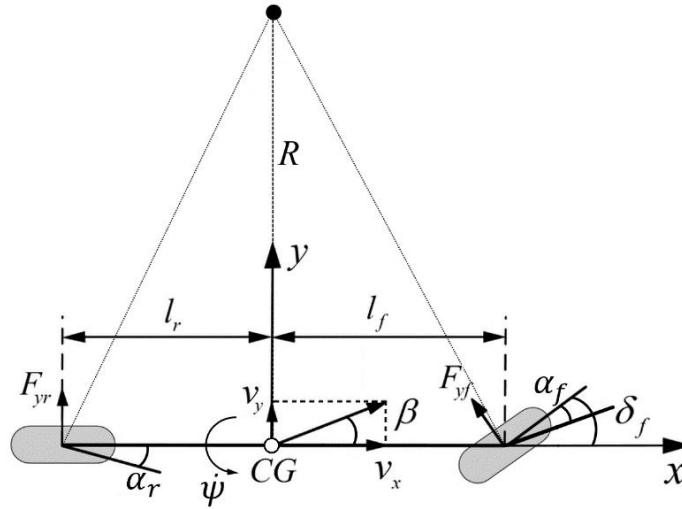
$$= \begin{pmatrix} 0 & -c_1 c_2 g e^{(-c_2 x_{20})} + c_3 g \\ \frac{F_z}{x_{10}^2} \alpha - \frac{R}{I x_{10}^2} u_0 & \frac{F_z}{x_{10}} \beta \end{pmatrix} \quad (23)$$

$$B_{n \times n} = \left(\frac{\partial f}{\partial u} \right)_{|(x_0, u_0)} = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial u_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial u_1} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial u_n} \end{pmatrix}_{|(x_0, u_0)} = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{R}{I x_{10}} \end{pmatrix}$$

$$C = (0 \quad 1), \quad D = 0$$

Yalpa Denge Kontrol

Otomotiv üreticileri son zamanlarda savrulma ve sürüklenme olaylarını önlemeyi amaçlayan araç denge kontrol sistemlerini piyasaya sürmüşlerdir. Genellikle elektronik denge kontrolü (ESC) veya yalpa denge kontrol sistemleri olarak bilinen bu sistemler, aracın çalışması sırasında yanal veya yönsel dengenin korunması için çok önemlidir. Kayma açılarının minimum düzeyde kaldığı ve nötr direksiyon hakimiyetinin sağlandığı alt limit koşullarında, yalpa oranı ile direksiyon açısı arasında, “ $Yalpa\ oranı\ kazancı = (Yalpa\ oranı\ (\dot{\psi})) / (direksiyon\ açısı\ (\delta_f))$ ” şeklinde ifade edilen doğrusala yakın bir korelasyon mevcuttur. Benzer şekilde, ihmal edilebilir kayma açısı ile nötr yönlendirme sergileyen bir araç için yalpalama oranı ve yanal ivme arasındaki ilişki “ $Yalpa\ oranı\ (\dot{\psi}) = (Yanal\ ivme\ (a_y)) / (araç\ hızı\ (v_x))$ ” şeklinde tanımlanabilir. Bu ilişkilerin her ikisi de belirli koşullar altında ideal yalpa oranını belirlemek için kullanılabilir. Gerçek yalpa oranı yerleşik bir yalpa oranı sensörü aracılığıyla ölçülür. Genellikle ‘araç kayma oranı’ olarak adlandırılan gerçek ve ideal yalpa oranları arasındaki fark, “ $(Araç\ kayma\ oranı) = (gerçek\ yalpa\ oranı) - (ideal\ yalpa\ oranı)$ ” olarak hesaplanan yalpa dengesi için temel kontrol değişkeni olarak hizmet etmektedir.



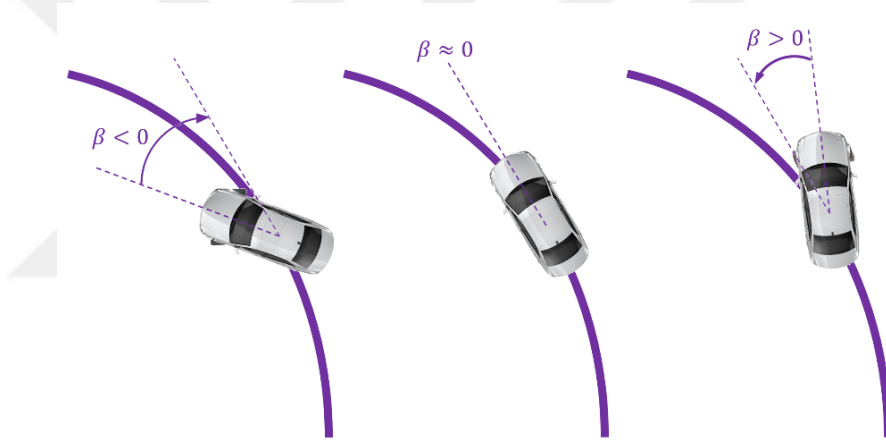
Şekil 13. Aracın direksiyon geometrisi 2 DoF bisiklet modeli

Şekil 13'te α_f ve α_r ön ve arka lastiklerin kayma açıları olarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} \quad (24)$$

$$\alpha_r = -\frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x} \quad (25)$$

Şekil 13'e göre, β yan kayma açısı olarak tanımlanmaktadır. Bir araçtaki yan kayma açısı, aracın hareket yönü ile boylamsal eksenindeki açı olarak tanımlanıp yanal denge ve onun kontrolünün korunması için kritik öneme sahiptir. ESC sistemlerinde aracın dönüş hızının sürücünün direksiyon girişiyle eşleşmesini sağlamak için yalpa oranı kontrolü gerekli olsa da, tüm denge sorunlarını çözemez. Yan kayma açısı kontrolü, özellikle aşırı manevralarda veya kaygan koşullarda aracın yörüngesini ve yol tutuşunu doğrudan etkilediği için önemlidir. Gelişmiş ESC sistemleri aracılığıyla yanal kayma açısını yöneterek araçlar savrulmayı daha etkili bir şekilde önleyebilir, viraj performansını artırabilir ve optimum çekiş ve dengeyi korumak için frenleme ve güç dağılımını dinamik olarak ayarlayarak genel güvenliğini artırabilir. Yan kayma açısı (β) için en basit ilişki, yanal ve boylamsal hızlar olan V_y ve V_x kullanılarak $\beta = \tan^{-1}(V_y/V_x)$ şeklindedir. Şekil 14, arkadan kayma, önden kayma ve yüksek μ sürtünme üzerindeki pist gibi farklı direksiyon manevralarından kaynaklanan çeşitli yan kayma açılarını göstermektedir.



Şekil 14. Çeşitli sürüş durumlarında farklı yan kayma açılarının (β) karşılaştırılması, sağdan sola: arkadan kayma, sürtünmesi yüksek yolda yalpa oranı kontrolü ile birlikte, önden kayma.

Viraj alma, aracın kavisli bir yol boyunca manevra kabiliyetini ifade eder. Lastik yapısı, lastik dişi, yol yüzeyi, lastik yüklemesi, süspansiyon tasarımı ve hizalama dahil olmak üzere çeşitli faktörler bir aracın viraj alma kabiliyetini etkilemektedir. Bir araç döndüğünde, aracın ağırlık merkezi üzerinde dışa doğru basınç uygulayan merkezkaç kuvveti oluşur. Merkezkaç kuvveti ve lastik çekişi arasındaki bu etkileşim, aracın ağırlığını yeniden dağıtarak yuvarlanma eksenini etrafında yuvarlanmasına neden olur. Bir araç, farklı girdilere maruz kalan bir kontrol sistemi olarak kavramsallaştırılabilir. Bir dönüş manevrası sırasında, sürücünün direksiyon girdisi bu girdilerden biri olarak işlev görürken, yalpa hızı, yanal ivme ve eğrilik gibi hareket değişkenleri çıktı olarak işlev yapmaktadır. Araç yalpa oranının ön tekerlek direksiyon açısına oranı olarak tanımlanan yalpa oranı kazancı, karayolu araçlarının direksiyon tepkisini ölçer. Sonsuz yalpa oranı kazancı olan bir araç, en ufak bir direksiyon girdisine veya harici gürültülere

bile keskin bir şekilde tepki gösterecektir. Şekil 13'teki kütlesi m ve uzunluğu ($L = l_f + l_r$) olan bir araç bisiklet modelini düşünün; burada l_f aracın ağırlık merkezi ile ön aks arasındaki yatay mesafeyi, l_r ise aracın ağırlık merkezi ile arka aks arasındaki yatay mesafeyi ve R viraj yarıçapını temsil etmektedir. Yalpa oranı kazancı şu şekilde ifade edilebilir (Wong 2022):

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_f} = \frac{v_x}{(l_f + l_r) + k_{us} v_x^2 / g} \quad (26)$$

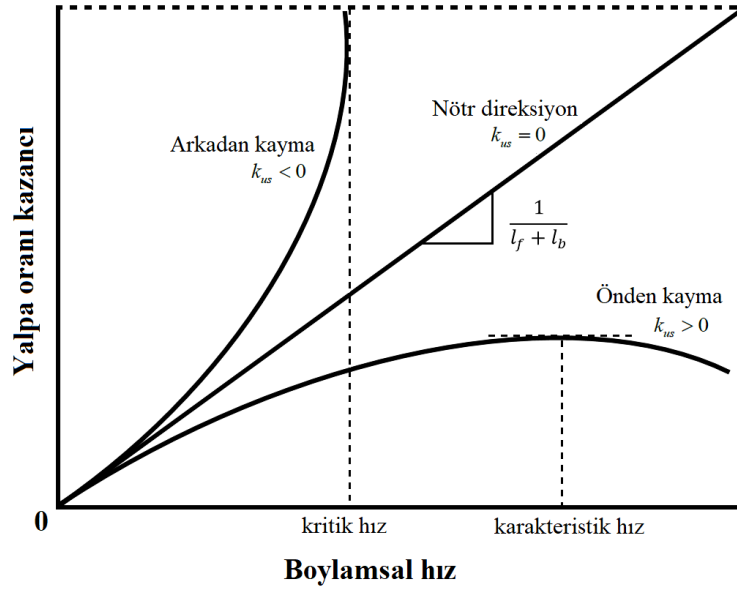
k_{us} genellikle önden kayma katsayısı olarak adlandırılır ve radyan cinsinden ifade edilir:

$$k_{us} = \frac{m(l_r c_{ar} - l_f c_{af})}{2(l_f + l_r) c_{af} c_{ar}} \quad (27)$$

Burada c_{af} ve c_{ar} sırasıyla ön ve arka lastiklerin her birinin köşe sertlik katsayısıdır.

Bu tanıma göre, aracın dönüş ve direksiyon senaryoları Şekil 14'te gösterildiği gibi üç tipe ayrılabilir: nötr direksiyon, önden kayma ve arkadan kayma.

k_{us} önden kayma katsayısı ise nötr direksiyon özelliklerine sahip bir araç için, sıfıra ayarlanır ($k_{us} = 0$). Önden kayan bir araç söz konusu olduğunda, önden kayma katsayısı k_{us} pozitifdir ($k_{us} > 0$). Yalpa oranı kazancı başlangıçta artan ileri hız ile yükselir ve Şekil 15'te gösterildiği gibi belirli bir hızda zirveye ulaşır. Bu maksimum yalpa oranı kazancının karakteristik hız ($V_{kar} = \sqrt{\frac{gL}{k_{us}}}$)'da elde edildiği gösterilebilir. V_{kar} , bir dönüşü tamamlamak için gereken direksiyon açısının ($2L/R$)'ye eşit olduğu hızdır. Arkadan kaymalı bir araç bağlamında, önden kayma katsayısı k_{us} negatif bir değer alır ($k_{us} < 0$). Yalpa oranı kazancı, Şekil 15'te gösterildiği gibi, hızlanan bir tempoda ileri hız ile artar. k_{us} negatif olduğunda, denklem 24'ün paydasının sıfır olduğu ve yalpa oranı kazancının sonsuza doğru yükselmesine yol açan belirli bir hız vardır. Bu hız, arkadan kayan bir aracın kritik hız ($V_{krit} = \sqrt{\frac{gL}{-k_{us}}}$) karakteristiğini tanımlar. Bu hız, herhangi bir dönüşü tamamlamak için gereken yönlendirme açısının sıfır olduğu hızdır.

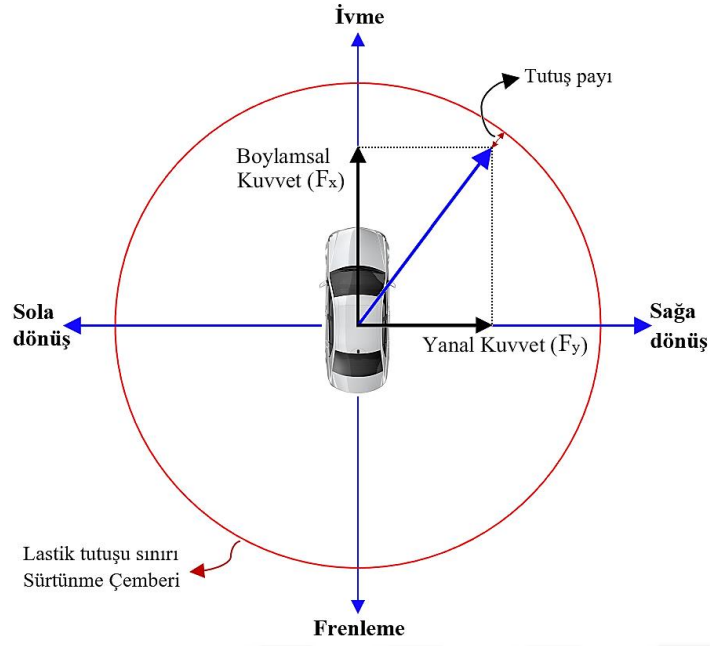


Şekil 15. Aracın nötr direksiyonu, önden kayma ve arkadan kaymasının yalpa oranı kazanç karakteristikleri

Diferansiyel Fren Distribütörü

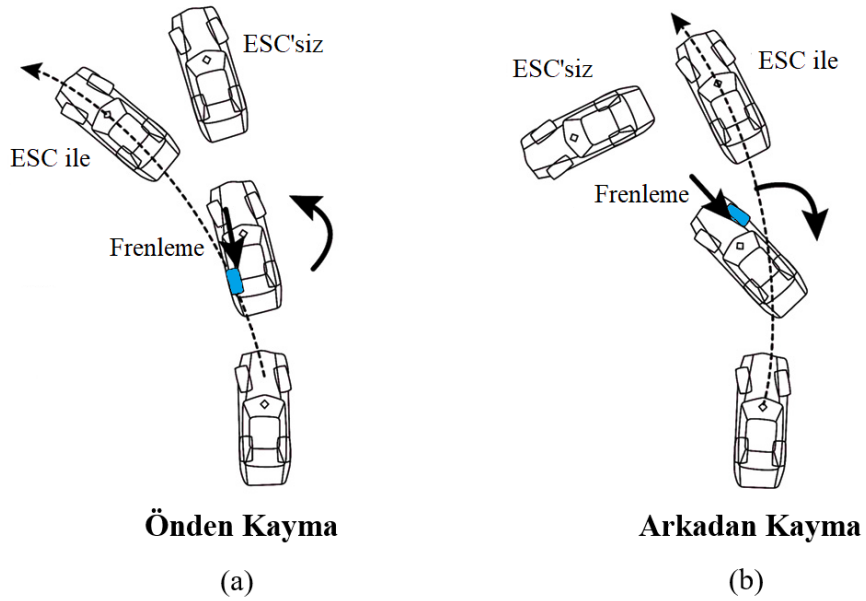
Diferansiyel fren sistemleri, solenoid tabanlı hidrolik modülatörler kullanarak ayrı tekerleklerdeki fren basınçlarını seçici olarak ayarlayarak bir aracın yalpa hareketini kontrol eder. Bu sistemler aracın bir tarafındaki fren basıncını diğerine kıyasla artırarak saat yönünün tersine veya saat yönünde bir yalpa momenti oluşturmak için gerekli düzeltici torku üretir. Sistem tipik olarak tekerlek hızlarını, yalpa oranını, direksiyon açısını, yanal ivmeyi ve fren basıncını izlemek için sensörler kullanır. Sürtünme çemberi kavramının anlaşılması, lastik boylamasına ve yanal kuvvetleri arasındaki ilişkiyi açıkladığı ve maksimum sürtünme kuvvetinin normal yük ile lastik-yol yüzeyi sürtünme katsayısının çarpımı olduğu için çok önemlidir (Şekil 16). Frenleme kuvveti (F_x) arttığında, yanal kuvvet (F_y) azalır ve sonuçta ortaya çıkan kuvvetin yönü değişir. Sürtünme çemberinin üst sınır değeri $\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z$ olarak belirlenmektedir.

Önerilen Diferansiyel Frenleme sistemi, istenen tekerlek frenleme torklarını yönetmek ve lastik kayma oranlarını kontrol etmek için tekerlek kayma kontrolü, diferansiyel fren dağıtıcı ve ABS'yi entegre eder. Tekerlek kayma kontrolü tekerlek başına maksimum frenleme kuvvetini tahmin ederken, diferansiyel fren dağıtıcı bir mikroişlemci kullanarak pedallardan ve ESC sisteminden gelen girdilere göre gerekli frenleme/sürüş torklarını hesaplar. Hesaplanan tekerlek frenleme torkları daha sonra optimum araç dengesini sağlamak için ABS tarafından yürütülür. Şekil 17 ESC sisteminin diferansiyel frenleme sistemini hem önden kayma hem de arkadan kayma durumlarında nasıl kullandığını göstermektedir.



Şekil 16. Sürtünme çemberi

Sola dönüş sırasında Şekil 17 (a) ve (b)'de gösterildiği gibi önden kayma senaryolarında, ESC sol arka tekerleğe seçici olarak frenleme kuvveti uygulayarak müdahale eder ve aracın yörüngesini düzeltir. Tersine, aşırı arkadan kayma durumlarında, sağ ön tekerleğe düzeltici frenleme uygulanarak amaçlanan rotanın korunmasına yardımcı olunur. Frenleme kuvvetinin büyüklüğü, araç kayma oranı ile önceden tanımlanmış bir eşik değeri arasındaki eşitsizliğe bağlıdır. Bu çalışmada oluşturulan ESC sistemi modeli diferansiyel frenlemeye dayanmaktadır ve bu kontrol stratejisi ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

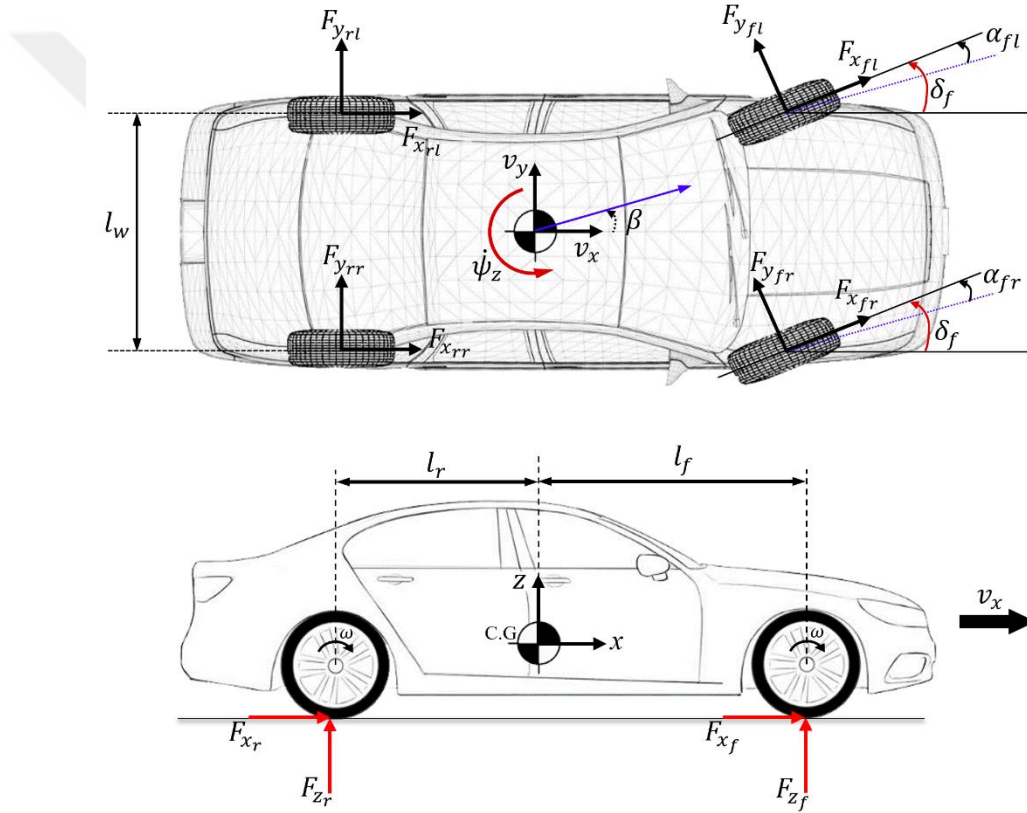


Şekil 17. a) Önden kayma sırasında ESC müdahalesi, b) Arkadan kayma sırasında ESC müdahalesi

Tam Araç Dinamik Modeli

Yalpa denge kontrol sistemini incelemek için kullanılan araç modeli tipik olarak 7-DoF'tur. Bu model, aracın dinamik davranışını daha doğru bir şekilde temsil etmek amacıyla geliştirilmiştir. Aracın yanal ve boylamsal hızları (sırasıyla $\dot{x}$ ve $\dot{y}$) ve yalpa oranı ψ , araç gövdesi ile ilgili üç serbestlik derecesini oluşturur. Bu üç parametre, aracın genel hareket dinamiklerini belirler ve sürüş güvenliği açısından kritik öneme sahiptir.

Dört tekerleğin tekerlek hızları (ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} ve ω_{rr}) ise diğer dört serbestlik derecesini oluşturur. Tekerlek hızları, aracın yola nasıl tepki verdiğini ve çekiş kontrolünü doğrudan etkiler. Örneğin, yüksek hızlarda dengeyi sağlamak için her bir tekerleğin hızının ve kuvvetinin hassas bir şekilde kontrol edilmesi gerekmektedir. Şekil 18 araç çift izli modelini göstermektedir.



Şekil 18. Çift izli (Double-track) araç modeli diyagramı

Bu şekilde aracın dönüş sırasında serbestlik dereceleri, yanal ve boylamsal kuvvetleri ve direksiyon açısı belirlenmektedir. Ön tekerlek direksiyon açısı δ_f ile gösterilir. Direksiyon açısı, aracın yönlendirilmesi ve manevra kabiliyeti için temel bir parametredir. Bu açı, sürücünün direksiyon simidi aracılığıyla verdiği komutları yola aktarmada kritik bir rol oynar. Ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ lastiklerdeki boylamsal lastik kuvvetleri sırasıyla F_{xfl} , F_{xfr} , F_{xrl} ve F_{xrr} olarak verilirken, bu kuvvetler aracın hızlanma ve frenleme performansını belirler. Ayrıca, ön

sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ lastiklerdeki yanal kuvvetler sırasıyla F_{yfl} , F_{yfr} , F_{yrl} ve F_{yrr} olarak gösterilir. Yanal kuvvetler, aracın viraj alma kabiliyetini ve yol tutuşunu etkilemektedir.

Tam araç gövdesinin hareket denklemleri ise şu şekildedir:

$$m\ddot{x} = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + m\dot{\psi}_z \dot{y} \quad (28)$$

$$m\ddot{y} = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f - m\dot{\psi}_z \dot{x} \quad (29)$$

$$I_z \ddot{\psi}_z = l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f + l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta_f - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) \dots \\ + \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{yrl}) \cos \delta_f + \frac{l_w}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{l_w}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta_f \quad (30)$$

I_z , Z ekseninde yalpa atalet momentidir. Dört tekerleğin dönme dinamikleri, aşağıdaki tork denge denklemleri ile açıklanmaktadır:

$$J_w \dot{\omega}_{fl} = T_{dfl} - T_{bfl} - r_{eff} F_{xfl} \quad (31)$$

$$J_w \dot{\omega}_{fr} = T_{dfr} - T_{bfr} - r_{eff} F_{xfr} \quad (32)$$

$$J_w \dot{\omega}_{rl} = T_{drl} - T_{brl} - r_{eff} F_{xrl} \quad (33)$$

$$J_w \dot{\omega}_{rr} = T_{drr} - T_{brr} - r_{eff} F_{xrr} \quad (34)$$

Burada, l_f aracın kütle merkezinden ön tekerleklere olan boylamasına mesafeyi, l_r kütle merkezinden arka tekerleklere olan boylamasına mesafeyi ve l_w sol ve sağ tekerlekler arasındaki yanal mesafeyi ifade etmektedir. T_{dfr} , T_{dfl} , T_{drl} ve T_{drr} sırasıyla ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ tekerleklere iletilen sürüş torkunu ifade ederken, T_{bfr} , T_{bfl} , T_{brl} ve T_{brr} sırasıyla ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ tekerleklerdeki fren torkunu ve J_w her tekerleğin dönme atalet momentini ifade etmektedir. Bu çalışmada şu iki moment, yani sürüş ve fren torku, her tekerlek için toplam tekerlek torku olarak hesaplanmaktadır. Bu denklemler, aracın tüm dinamiklerini kapsar ve denge kontrol sistemlerinin tasarımında temel bir rol oynamaktadır. Araç dinamiği üzerine yapılan bu tür çalışmalar, daha güvenli ve verimli araçların geliştirilmesine katkı sağlar. Araç modellerinin bu şekilde detaylandırılması, mühendislerin farklı sürüş koşullarında aracın davranışını öngörmelerine ve buna göre sistemleri optimize etmelerine olanak tanır. Yalpa denge kontrol sistemleri, özellikle ani manevralar veya kaygan yol koşulları gibi durumlarda aracın kontrol edilebilirliğini artırarak kazaların önlenmesine yardımcı olmaktadır.

Aracın yanal hareketi, lastik kuvvetlerinin oluşturduğu yalpa momenti M_z tarafından etkilenmektedir. Özellikle, lastiklerdeki boylamasına kuvvetler (F_x) ve yanal kuvvetler (F_y)

yalpa momentine katkıda bulunuyor. Manevra sırasında yalpa momenti M_z aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\begin{aligned}
 M_z &= I_z \dot{\psi}_z = M_x + M_y \\
 &= \left[\left(l_f \sin \delta_f - \frac{l_w}{2} \cos \delta_f \right) \quad \left(l_f \sin \delta_f + \frac{l_w}{2} \cos \delta_f \right) \quad -\frac{l_w}{2} \quad \frac{l_w}{2} \right] \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{xfr} \\ F_{xrl} \\ F_{xrr} \end{bmatrix} \dots \\
 &+ \left[\left(l_f \cos \delta_f + \frac{l_w}{2} \sin \delta_f \right) \quad \left(l_f \cos \delta_f - \frac{l_w}{2} \sin \delta_f \right) \quad -l_r \quad l_r \right] \begin{bmatrix} F_{yfl} \\ F_{yfr} \\ F_{yrl} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} \quad (35)
 \end{aligned}$$

Görüldüğü gibi M_z yalpa momenti iki bileşenden oluşmaktadır: tekerlek lastiklerinin boylamsal kuvvetlerinden kaynaklanan boylamsal yalpa momenti M_x ve tekerlek lastiklerinin yanal kuvvetlerinden kaynaklanan yanal yalpa momenti M_y . Sadece boylamsal yalpa momenti M_x , dört kontrollü tekerlek freni tarafından üretilen boylamsal kuvvetler tarafından kontrol edilebilir. Böylece, dört tekerlek kontrolörü tarafından üretilen boylamsal kuvvetler bağımsız olarak kontrol edilerek elektronik denge sağlanabilir. Önden kayma veya arkadan kayma durumlarında, M_x boylamsal yalpa momenti dört tekerlek kontrolör arasında dağıtılarak sürücünün komutlarına göre istenilen yalpa oranı ve yan kayma açısı takip edilir ve elektronik denge sağlanır.

R yarıçaplı virajlı bir yolda ilerlemek için gereken kararlı durum direksiyon açısı şu şekilde verilir:

$$\delta_s = \frac{l_f + l_r}{R} + k_{us} a_y, \quad a_y = \frac{v_x^2}{R} \quad (36)$$

k_{us} 'yi denklem (36)'da yerine koyduğumuzda direksiyon açısı ile aracın yörüngesinin yarıçapı arasındaki kararlı durum ilişkisi şöyledir:

$$\delta_s = \frac{l_f + l_r}{R} + \frac{v_x^2}{R} \left(\frac{m(l_r c_{\alpha r} - l_f c_{\alpha f})}{2(l_f + l_r) c_{\alpha f} c_{\alpha r}} \right) \quad (37)$$

Sonuç olarak yarıçap, direksiyon açısı cinsinden şu şekilde ifade edilebilir:

$$R = \frac{l_f + l_r + \left(\frac{m v_x^2 (l_r c_{\alpha r} - l_f c_{\alpha f})}{2(l_f + l_r) c_{\alpha f} c_{\alpha r}} \right)}{\delta_s} \quad (38)$$

Böylelikle araç için istenen yalpa oranı ($\dot{\psi}_{des}$) direksiyon açısı, araç hızı ve araç parametrelerinden aşağıdaki şekilde elde edilebilir:

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{v_x}{R} = \frac{v_x}{(l_f + l_r) + \left(\frac{mv_x^2(l_r c_{ar} - l_f c_{af})}{2(l_f + l_r)c_{af}c_{ar}} \right)} \delta_s \quad (39)$$

Ön ve arka lastiklerin köşe sertliği eşit ise, $c_{af} = c_{ar} = c_{\alpha}$.

Yukarıda belirtilen araç dinamiği ilişkilerine göre, aracın ağırlık merkezinin yana kayma açısı aşağıdaki gibidir:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v_y}{v_x} \right) \rightarrow \beta = \frac{1}{R} \left(l_r - \frac{l_f m v_x^2}{2 c_{ar} L} \right), \quad L = l_f + l_r \quad (40)$$

Sonuç olarak araçta istenilen yana kayma açısı denklem (38)'i kullanarak aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$\beta_{des} = \frac{\left(l_r - \frac{l_f m v_x^2}{2 c_{ar} L} \right)}{L + \left(\frac{mv_x^2(l_r c_{ar} - l_f c_{af})}{2 L c_{af} c_{ar}} \right)} \delta_s \quad (41)$$

Denklem (41)'de istenilen yan kayma açısı sürücünün uyguladığı direksiyon açısına, aracın hızı ve aracın parametrelerine bağlıdır. Denklem (39) ve (41) ideal değerler oldukları için bu değerlere ulaşmak zordur. Bu nedenle, yalpa oranını ve yan kayma açısını istenilen optimal seviyelere yakın tutmak için lastik-yol sürtünmesi aracılığıyla belirli sınırlamalar yapılması gerekmektedir. İdeal olarak yan kayma açısının sıfır olması bekleniyor. Ancak, gerçek sürüşte araç ve lastik dinamiklerinin değişmesi nedeniyle bu değere ulaşmak mümkün değildir.

Aracın ağırlık merkezinin yanal ivmesi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \dot{\psi}_z \quad (42)$$

Denklem (40) ve (42)'ye göre yanal ivme, yalpa oranı ve yan kayma açısına bağlıdır:

$$v_y = v_x \tan(\beta) \Rightarrow a_y = \dot{v}_x \tan(\beta) + \frac{v_x \dot{\beta}}{\sqrt{1 + \tan^2(\beta)}} + v_x \dot{\psi}_z \quad (43)$$

Literatüre göre, yanal ivme lastik-yol sürtünme katsayısıyla sınırlıdır:

$$a_y \leq \mu g \quad (44)$$

Denklem (43) ve (44) birleştirildiğinde, yan kayma açısı ve onun türevini küçük tuttuğumuzda yalpa oranının üst sınırı aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\dot{\psi}_{z_{max}} = 0.85 \frac{\mu g}{v_x} \quad (45)$$

Bu denklemde, denklem (43)'te yan kayma açısına bağlı olan terimlerin etkisini göz önünde bulundurmak için %15 pay tahsis edilmiştir. Yan kayma açısı sıfır varsayıldığı takdirde yalpa oranının üst sınırı $\dot{\psi}_{z_{max}} = \frac{\mu g}{v_x}$ elde edilir.

Öte yandan yan kayma açısına da üst sınır belirlemek gerekmektedir. Zira, yüksek yan kayma açılarında tekerlek davranışı doğrusal olmayan hale geldiği için yol tutuşu azalacaktır. Kuru ve karlı yol koşullarına göre (sırasıyla $\mu = 1.17$ ve $\mu = 0.2$), yan kayma açısının maksimum seviyesi, aşağıdaki denklem ile 10 ve 4 derece olarak belirlenmiştir:

$$\beta_{max} = \tan^{-1}(0.02\mu g), \quad |\beta| \leq \beta_{max} \quad (46)$$

ESC Kontrol Yapısı

Elektronik Denge Kontrolü (ESC) için iki katmanlı bir kontrol sistemi kullanılmaktadır. Birinci katman yalpa denge kontrolörü, ikinci katman ise dört tekerlekte kullanılan tekerlek kayma kontrolörüdür. Birinci katmandaki kontrolör için gereken parametreler, tekerlek hızı, yanal ivme, direksiyon açısı ve yalpa oranı sensörleri gibi çeşitli sensörler vasıtasıyla ölçülüp kullanılmaktadır. Birinci katmanda üretilen düzenleyici yalpa momenti, ikinci katmandaki kontrolörde diferansiyel frenleme sistemini kullanarak paralel dağıtılmış kontrol yöntemiyle dört tekerlek arasında dağıtılarak tekerleklerde gereken fren torklarını elde etmektedir. ESC sisteminin kapalı döngü yapısı Şekil 19'da gösterilmektedir. Şekil 19'da görüldüğü üzere, birinci katmandaki kontrolör Adaptif Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemi (ANFIS) olarak kullanılmaktadır. Bu kontrolörün detaylı bilgileri ilerleyen bölümde açıklanacaktır.

Tork dağıtım algoritmasına dayalı diferansiyel fren algoritması

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi, çeşitli yol ve viraj koşullarında aracın tekerlekleri üzerindeki yükler, özellikle tekerleklerin dikey yükleri, değişen yanal ve boylamsal ivmelere bağlı olarak farklılık göstermektedir. Viraj alma esnasında, aracın iç ve dış tekerleklerinin dikey yükleri ile tekerlek-yol sürtünme katsayısı farklılık göstermektedir. Bu değişiklikler, aracın yalpa momentinin kontrol edilmesini gerektirmektedir.

Aracın yalpa momentini kontrol etmek amacıyla, düzeltme momenti üretilir. Üretilen bu düzeltme momenti, tekerleklerin dikey yüklerine göre diferansiyel frenleme kontrol algoritması aracılığıyla tekerlekler arasında dağıtılmaktadır. Bu algoritma, her tekerleğin üzerine düşen dikey yükü dikkate alarak, gerekli frenleme torkunu üretir. Böylece, aracın dengesi ve kontrol edilebilirliği artırılmaktadır. Bu yöntem, araç dinamikleri alanında yaygın olarak kabul gören ve kullanılan bir tekniktir. Diferansiyel frenleme, özellikle yüksek hızda viraj alma durumlarında ve ani manevralarda, aracın kayma riskini minimize ederek güvenli sürüş sağlamaktadır. Bu kapsamda, kaymayı önlemek ve araç dengesini artırmak için her bir tekerleğin sürtünme kuvveti optimize edilebilir. Her bir tekerleğin dikey yükündeki değişimlere göre yalpa momentini tahsis etmek için lastik dinamik yüküne dayalı bir tork dağıtım stratejisi kullanılır. Her bir tekerleğin dikey yükündeki değişim denklem (47) ile tanımlanır:

$$F_{z_{ij}} = \frac{m}{L} \left(\frac{1}{2} g l_r + \left[\gamma_i \frac{\dot{v}_x}{2} + \xi_j \frac{l_r}{l_w} a_y \right] h_{cg} \right) \quad (47)$$

Burada $\gamma_i = \begin{cases} +1, & \text{ön} \\ -1, & \text{arka} \end{cases}$ ve $\xi_j = \begin{cases} +1, & \text{sağ} \\ -1, & \text{sol} \end{cases}$ olarak belirtilmektedir. Dinamik yük dağıtım oranı η_{ij} ($i=f, r$ ve $j=l, r$) ise denklem (48) ile tanımlanmaktadır:

$$\eta_{ij} = \frac{F_{z_{ij}}}{F_z}, \quad \sum \eta_{ij} = 1 \quad (48)$$

$$F_z = \sum F_{z_{ij}}$$

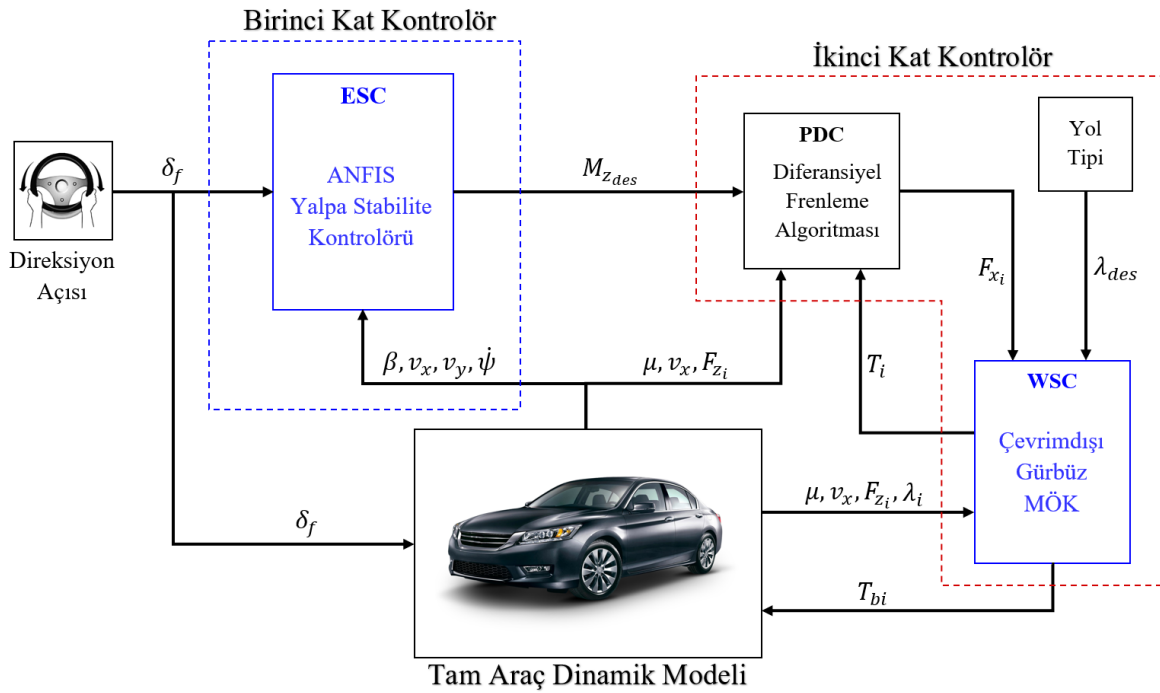
$F_{z_{ij}}$ tekerleklerin dikey yükleri, F_z ise dört tekerleğin toplam dikey yüküdür. Tork dağıtım stratejisinden elde edilen frenleme torku girdileri aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$\begin{aligned} T_{b_{fl}} &= \eta_{fl}(F_x R - M_z) \\ T_{b_{fr}} &= \eta_{fr}(F_x R + M_z) \\ T_{b_{rl}} &= \eta_{rl}(F_x R - M_z) \\ T_{b_{rr}} &= \eta_{rr}(F_x R + M_z) \end{aligned} \quad (49)$$

Geçen bölümde belirtildiği gibi yalpa momenti M_z ve toplam tekerlek boylamsal kuvvetleri F_x aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$F_x = F_{x_{fl}} \cos \delta_f + F_{x_{fr}} \cos \delta_f + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} \quad (50)$$

$$M_z = \frac{l_w}{2} (-F_{x_{fl}} \cos \delta_f + F_{x_{fr}} \cos \delta_f - F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} + l_f \sin \delta_f (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}})) \quad (51)$$



Şekil 19. ANFIS tabanlı ESC kontrol sisteminin kapalı çevrim yapısı

Direksiyon açısının küçük olduğunu varsayarsak denklem (51)'den “ $l_f \sin \delta_f (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}})$ ” terim yok sayılıp denklem (50) ve (51) aşağıdaki şekilde basitleştirilir:

$$F_x = F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}} + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}}$$

$$M_z \approx M_x = \frac{l_f}{2} (-F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}} - F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}})$$

Uyarlanabilir Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemleri (ANFIS)

Otomotiv kontrol sistemleri alanında, ESC sistemi, özellikle olumsuz sürüş koşullarında araç dengesini ve güvenliğini korumak için çok önemlidir. Değişken yol koşulları, sürücü girdileri ve araç yükü gibi aracın çalışmasına özgü karmaşık dinamikler ve sürekli değişken parametreler göz önüne alındığında, geleneksel kontrol yöntemleri genellikle optimum performans sağlamada yetersiz kalmaktadır. ANFIS, sinir ağlarının uyarlanabilir öğrenme yeteneklerini bulanık mantığın sezgisel kural tabanlı yapısıyla birleştirerek cazip bir çözüm sunmaktadır. Sugeno tipi bir bulanık çıkarım sistemi kullanan ANFIS, kural sonuçlarında doğrusal fonksiyonlardan veya sabitlerden yararlanarak gerçek zamanlı uygulamalarda hesaplama verimliliğini ve hassasiyeti önemli ölçüde artırmaktadır. Bu hibrit yaklaşım, ANFIS'in bir aracın doğrusal olmayan ve dinamik davranışlarını etkili bir şekilde modellemesine ve bunlara yanıt vermesine olanak tanıyarak ESC sisteminin kararlılığını ve güvenliğini artıran sağlam ve uyarlanabilir bir kontrol stratejisi sağlamaktadır.

ANFIS'in matematiksel yapısı

Basitlik açısından, genellikle tip-3 ANFIS yapısı olarak bilinen, iki girişli, iki kurallı ve içinde beş katman barındıran bir bulanık sistem mimarisi ele alınmaktadır. Bir Sugeno-tipi bulanık sistemin iki “if-then” kuralının aşağıdaki gibi olduğunu varsayalım:

$$\text{Eğer } x \text{ A1 ise ve } y \text{ B1 ise, o zaman } f_1 = p_1x + q_1y + r_1$$

$$\text{Eğer } x \text{ A2 ise ve } y \text{ B2 ise, o zaman } f_2 = p_2x + q_2y + r_2$$

Bu kontrolör tasarımına karşılık gelen eşdeğer ANFIS yapısı Şekil 20'de gösterilmektedir. Belirli bir katmandaki düğüm fonksiyonları aynı fonksiyon ailesinin üyeleridir ve bu aile aşağıdaki gibi tanımlanır:

- *Katman 1:* Bu katmandaki her düğüm, her biri belirli bir üyelik fonksiyonu ile ilişkilendirilmiş bir kare şekli olarak gösterilir:

$$O_i^1 = \mu_{A_i}(x)$$

Burada üst ve alt simgeler sırasıyla katman numarasını ve katman içindeki düğüm indeksini göstermektedir. Bu katmandaki i -inci düğümün girdisi x (veya y) ile gösterilirken, A_i bu düğümle ilişkili ilgili dilsel terimi temsil eder (örneğin, "küçük", "büyük", vb.). Bu özel durumda, $\mu_{A_i}(x)$ olarak gösterilen üyelik fonksiyonu, aşağıda gösterildiği gibi maksimum değeri 1 ve minimum değeri 0 olan çan şeklinde bir forma sahip olacak şekilde seçilir:

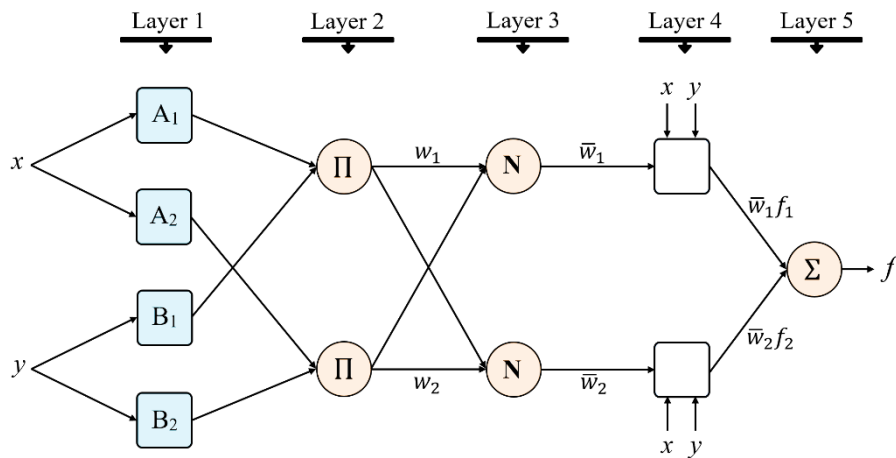
$$O_i^1 = \mu_{A_i}(x) = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{x - c_i}{a_i} \right)^2 \right]^{b_i}} \quad (52)$$

Parametre seti (a_i, b_i, c_i) çan şeklindeki üyelik fonksiyonunun belirli parametrelerine karşılık gelir. Bu parametrelerin değerlerindeki herhangi bir değişiklik, çan şeklindeki fonksiyonun şeklinin de buna göre değişmesine neden olacaktır. Sonuç olarak, bu parametrelerin değerleri ayarlanarak A_i dilsel değeri için çok çeşitli üyelik fonksiyonları oluşturulabilir.

- **Katman 2:** Bu katmandaki her bir düğüm, gelen sinyallerin çarpıldığını gösteren ve Π sembolü ile gösterilen dairesel bir şekil ile temsil edilmektedir. Düğümün çıkışı, giriş sinyallerinin T -norm (mantıksal VE) çarpımı olarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$O_i^2 = w_i = \mu_{A_i}(x) \times \mu_{B_i}(y), \quad i = 1, 2$$

Burada $\mu_{A_i}(x)$ ve $\mu_{B_i}(y)$ sırasıyla x ve y giriş değişkenleri için i -inci düğümle ilişkili üyelik fonksiyonlarıdır ve '×' mantıksal VE operatörünü temsil etmektedir. Elde edilen w_i değeri, i -inci kural için ateşleme gücünü veya üyelik derecesini temsil eder. Her bir çıktı düğümü belirli bir kuralın ateşleme gücüne karşılık gelmektedir.



Şekil 20. Tip-3 ANFIS mimarisi

- *Katman 3:* Bu katmandaki her düğüm, N harfiyle işaretlenmiş dairesel bir şekilde sembolize edilen sabit bir düğümdür. Bu katman, toplama ve aritmetik bölme işlemlerini içeren bir normalizasyon prosedürünü gerçekleştirir. Özellikle, i -ninci düğüm, i -ninci kuralın ateşleme gücünün tüm kuralların ateşleme güçlerinin toplamına oranını aşağıdaki gibi hesaplamaktadır:

$$O_j^3 = \bar{w}_j = \frac{w_i}{\sum_{j=1}^2 w_j}, \quad i, j = 1, 2 \quad (53)$$

Hesaplanan değerler, $\bar{w}_i$ olarak gösterilir ve normalleştirilmiş ateşleme güçleri olarak adlandırılır. Bu değerler, her bir kuralın ANFIS modelinin nihai çıktısına ne ölçüde katkıda bulunduğunu göstermektedir.

- *Katman 4:* Bu katmandaki her bir düğüm bir kare şekli ile temsil edilir ve katman 3'ün normalleştirilmiş çıktısı olan $\bar{w}_i$ ile f_i olarak gösterilen bulanık kuralın "o zaman" kısmının çarpımını aşağıdaki gibi gerçekleştirir:

$$O_i^4 = \bar{w}_i f_i = \bar{w}_i (p_i x + q_i y + r_i)$$

Parametre seti (p_i, q_i, r_i) sonuç parametreleri olarak adlandırılır ve ANFIS modelinin çıkış yüzeyinin şeklini ve konumunu belirler.

- *Katman 5:* Sunulan sinir ağı mimarisi, dairesel bir şekil ile tanımlanan ve Σ olarak belirlenen tek bir düğümden oluşmaktadır. Bu katmanın çıktısı, aşağıdaki gibi temsil edilen giriş sinyallerinin cebirsel toplamı yoluyla hesaplanmaktadır:

$$O_1^5 = \sum_{i=1}^2 \bar{w}_i f_i = \frac{\sum_{i=1}^2 \bar{w}_i f_i}{\sum_{i=1}^2 \bar{w}_i} \quad (54)$$

Burada, w_i ve f_i sırasıyla i -ninci giriş düğümünün ağırlığını ve giriş sinyalini gösterir. O_1^5 çıktısı, ağırlıkların toplamı ile normalize edilmiş giriş sinyallerinin ağırlıklı toplamını temsil eder.

Bu şekilde, bir Tip-3 ANFIS yapısı oluşturularak, Tip-3 bulanık mantık sistemi ile fonksiyonel eşdeğerlik gösterilmektedir.

ANFIS algoritması, PID kontrolörünün tasarım prosedüründen elde edilen giriş-çıkış veri setlerini kullanarak bir bulanık çıkarım sistemi oluşturur. ESC sisteminde ANFIS kontrolörü için bir eğitim veri seti oluşturmak amacıyla, araç çeşitli yol koşulları üzerinde simüle edilerek PID kontrolörü için veri toplanır. Bu süreçte, giriş parametreleri ve her denetleyicinin karşılık gelen çıktı kontrol eylemleri kaydedilir. Veri toplama sırasında hangi denetleyicinin aktif olduğunu göstermek için veriler etiketlenir.

Özellikle, ANFIS sistemine giriş olarak kullanılan eğitim verileri, aracın yan kayma açısı ve yalpa oranından oluşurken, çıktı verileri, yol eğriliklerine yanıt olarak PID kontrolörü tarafından üretilen komut kuvvet verileriyle ilişkilidir. Veriler, 15 saniyelik bir süre boyunca toplanmış ve toplamda 15,000 veri noktası elde edilmiştir. ANFIS sistemini eğitmek için verilerin ilk %70'i eğitim veri seti olarak kullanılırken, kalan %30'luk kısmı sistemin doğrulanması için ayrılmıştır. Sonuç bölümünde bu eğitim süreci ile ilgili detaylı bilgiler tanıtılmıştır.



ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu bölümde, ilk aşamada bölüm 3'te önerilen çevrimdışı gürbüz model öngörülü kontrolörün performansını değerlendirmek amacıyla bilgisayar simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Çevrimdışı GMÖK kontrolörü MATLAB m-file ortamında gerçekleştirilmiştir. Bu bölüm özellikle şekil 11 ve tablo 1'de gösterilen farklı yol koşulları altında ABS'nin doğrusal olmayan modeli için çevrimdışı GMÖK yaklaşımının tasarlanmasına odaklanmakta ve simülasyon sonuçları ise çevrimiçi MÖK yaklaşımı ile karşılaştırılmaktadır. Bu uygulama için denklem (18) ve (22)'de tanımlanan doğrusal olmayan çeyrek araç modeli Tablo 2'de verilen parametreler ile kullanılmıştır. Tasarım aşamasında, tüm durumların mevcut olduğu varsayılmaktadır. Burada, tekerlek kaymasının optimum değerinin korunabileceği optimize edilmiş kontrol kuvvetini bulmak hedeflenmiştir. Çevrimdışı GMÖK'ün kapalı döngü blok diyagramı Şekil 9'da gösterilmiştir. Önerilen kontrolörün elde edilen sonuçları, hesaplama yükü ve CPU zamanı açısından çevrimiçi MÖK ile karşılaştırılmıştır. Simülasyon çalışmaları MATLAB/Simulink ortamında, YALMIP'in MOSEK optimizasyon çözücü toolbox'ı (Lofberg 2004) kullanılarak gerçekleştirilmiş ve donanım platformu ise 4.3 GHz hızındaki Intel i7-10510U CPU ve 16 GB RAM'den oluşmaktadır. Doğrusal olmayan sistemde çevrimiçi yönteme kıyasla önerilen çevrimdışı GMÖK yaklaşımının performansını açıkça göstermek için 0.005 sn'lik bir örnekleme süresi belirlenmiştir.

Araştırmanın ikinci kısmında ise önerilen çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörü ESC sisteminde tam araç modelinde kullanılmıştır. Aracın virajda dengesini sağlamak amacıyla ESC sisteminde kullanılan ANFIS yalpa denge kontrolörü çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörü ile entegre edilmiştir. Şekil 32, tam araç ESC sisteminin kapalı döngü blok diyagramını göstermektedir. Önceki bölümde bahsedildiği gibi double-track araç modeli simülasyon için kullanılmıştır. Bu kontrolörün amacı ise viraj sırasında yan kayma açısı ve yalpa oranını minimize etmektir. Araç modelinde kullanılan parametrelerin değerleri tablo 8'de gösterilmiştir (“ANFIS Yalpa Denge Kontrolörü” bölümüne bakınız).

Ayrıca bu bölümde, kontrolörün performansını ve yol koşullarına karşı gürbüzlüğünü göstermek amacıyla çeşitli yol koşullarında, ani direksiyon hareketiyle dönüş manevrası ve şerit değiştirme manevrası gibi çeşitli manevralar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları, kontrolörün özellikle kaygan yol koşullarında aracın dengesini koruma yeteneğini ortaya

koymuştur. Elde edilen veriler, kontrolörün ani manevralar sırasında aracın dengesini artırdığını ve güvenli sürüş koşulları sağladığını göstermektedir.

ABS için Çevrimdışı GMÖK Uygulaması

Tablo 2'de verilen doğrusal olmayan çeyrek araç model parametreleri kullanılarak çeşitli yol koşullarında kontrolörün performansı test edilmiştir. Sonuçlar, kontrolörün gürbüzlüğü ve verimliliğini değerlendirmek için çevrimiçi MÖK ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 2. Çeyrek Araç Model Parametreleri

Parametere	Değer	Açıklama
$\frac{1}{4}$ Araç kütlesi (m)	340	kg
Tekerlek yarıçapı (R)	0.33	m
Toplam tekerlek atalet momenti (I_t)	1.7	kg/m ²
Maksimum frenleme torku (T_b)	2000	Nm
İstenen tekerlek kayma değeri (λ)	0.17	-
Yerçekim ivmesi (g)	9.81	m/s ²

$\mathcal{L}$ ve $\mathcal{R}$ matrisleri maliyet fonksiyonundaki ağırlıklandırma matrisleri olduğundan, sistem parametrelerinin verilen kısıtlamalarda çalışacak şekilde optimize edilmesi için uygun şekilde seçilmelidirler. Bu matrisler aşağıdaki gibi belirlenmektedir:

$$\mathcal{L} = \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 1000 \end{bmatrix}, \quad \mathcal{R} = 0.00001$$

MÖK yaklaşımında, tasarım aşaması sistemin doğrusallaştırılmış modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ancak, doğrusal olmayan ABS modelinin belirli bir denge noktasına sahip olmadığı göz önünde bulundurulmalıdır. Bunun yerine, lastik-yol sürtünme eğrilerinin kararlı bölgesi içinde bir denge manifoldu mevcuttur. Şekil 11'de gösterilen lastik-yol sürtünme eğrilerinin tepe değerleri incelenerek, farklı yol profilleri için optimal tekerlek kayma değerleri belirlenebilir. Bu analiz, ABS'nin kararlı performans bölgesinin $0 < \lambda < \lambda_{opt}$ ($0 < \mu < \mu_{peak}$) aralığında olduğunu göstermektedir; burada λ_{opt} ve μ_{peak} sırasıyla optimal ve tepe değerlerini ifade etmektedir. Çeşitli yol profilleri için optimal ve tepe değerlerinin kapsamlı bir listesi Tablo 3'te sunulmaktadır.

Tablo 3. Burckhardt Sürtünme Modeli İçin Sürtünme ve Tekerlek Kayması Optimum Değerleri

Yol Tipi	μ_{peak}	$\lambda_{optimal}$
Kuru asfalt	1.17	0.17
Islak asfalt	0.80	0.131
Karlı asfalt	0.19	0.06

Simülasyonlar ve sonuçlar

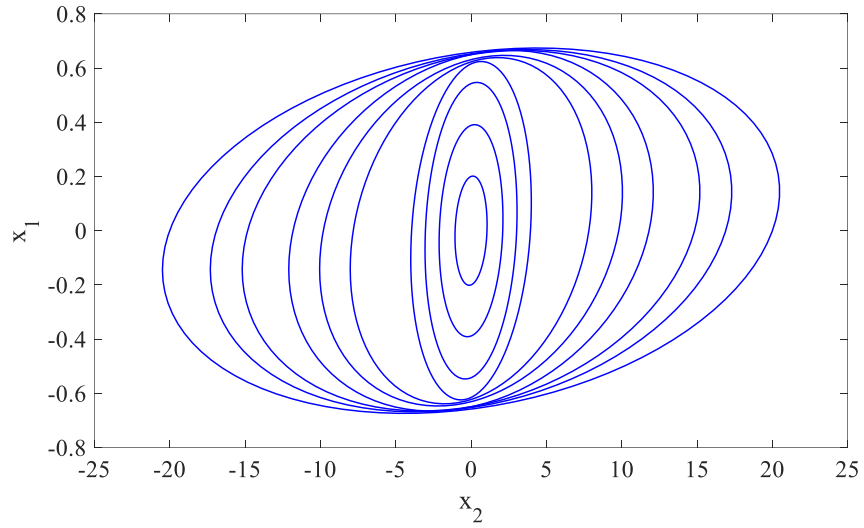
Farklı yol koşullarından kaynaklanan tasarım sınırlamaları ve yapısal kısıtlamalardan dolayı sistemin durumlarına ve girişlerine belirli sınırlar getirilmiştir. Bu sınırlar Tablo 4'te özetlenmiş olup ABS kontrol tasarımında yer alan çeşitli değişkenler için açık sınırlar sağlamaktadır. Bu kısıtlamalar, araç dinamikleri, lastik özellikleri ve yol koşulları gibi faktörleri göz önünde bulundurarak sistemin güvenli ve uygulanabilir aralıklarda çalışmasını sağlamaktadır. Kontrol algoritması bu sınırlara bağlı kalarak sistemin davranışını etkili bir şekilde düzenleyebilmekte ve ABS uygulamasının getirdiği özel kısıtlamaları yerine getirirken kararlılık ve performans sağlamaktadır.

Kuru yol koşulları için çevrimdışı GMÖK tasarlamak amacıyla, x_1 eksenini tek boyutlu bir alt uzay olarak seçilmiş ve $x_1^{set} = [0.2, 0.17, 0.15, 0.12, 0.1, 0.08, 0.06, 0.03, 0.01, 0]$ şeklinde 10 duruma ayrılmıştır. Bu durumlar, araç hızı optimum tekerlek kaymasında güvenli ana (2~5 m/s) ulaşınca kadar, bu noktada ABS devreden çıkar, frenleme sırasında farklı tekerlek kaymalarını temsil etmektedir. Q_i^{-1} dizisi, algoritmanın çevrimdışı bölümünden elde edilmiştir. Şekil 21, on ayrık nokta için Q_i^{-1} ile tanımlanan iç içe elipsoitleri göstermektedir.

Tablo 4. Yol Koşullarına Göre Durumlar ve Girişler Üzerindeki Kısıtlamalar.

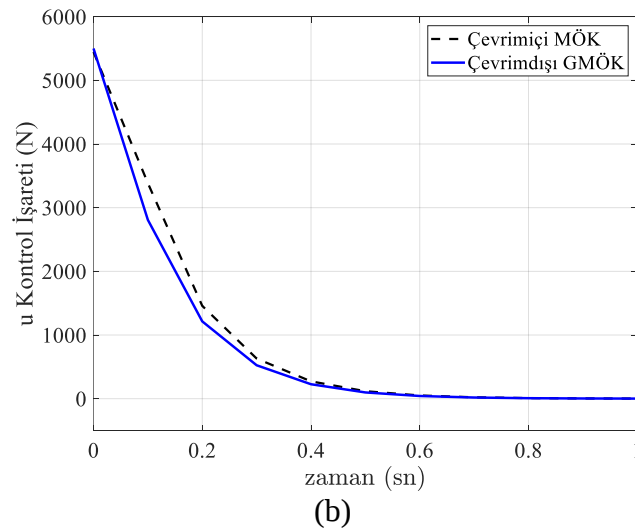
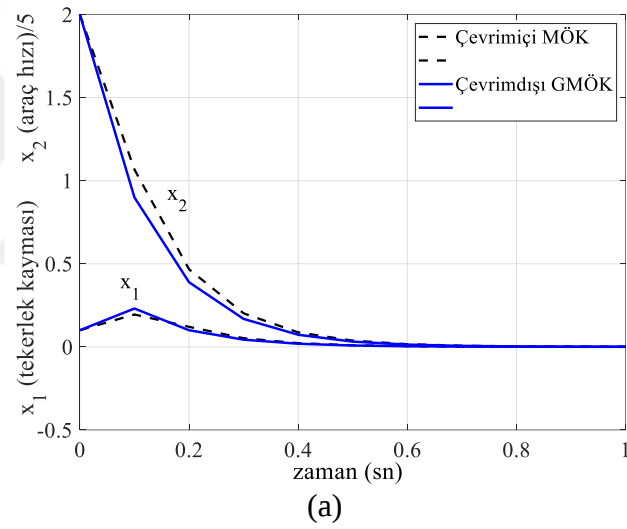
Yol Türü	$T_{b,max}(Nm)$		$V_x(m/s)$	λ
	Alt Sınır	Üst Sınır	Üst Sınır	
Kuru asfalt	0	1800	20	0.17
Islak asfalt	0	1100	20	0.131
Karlı asfalt	0	350	14	0.06

ABS kontrolünde, önerilen algoritmanın ilk adımında frenleme anı başlangıçta karışık bir durum olarak kabul edilmekte ve $x(0) = \begin{bmatrix} 0.1 \\ 10 \end{bmatrix}$ şeklinde tanımlanmaktadır. Burada, matrisin ilk elemanı tekerlek kaymasını, ikinci elemanı ise araç hızını temsil etmektedir.



Şekil 21. Kuru yolun 10 durum dizisi için Q_i^{-1} ile tanımlanan iç içe geçmiş elipsoidler.

Doğrusallaştırılmış sistem ve 0.1 örnekleme zamanı kullanılarak yapılan ayrıklaştırma için, kontrol yasası ve sistemin kapalı çevrim cevapları Şekil 22'de gösterilmiştir.



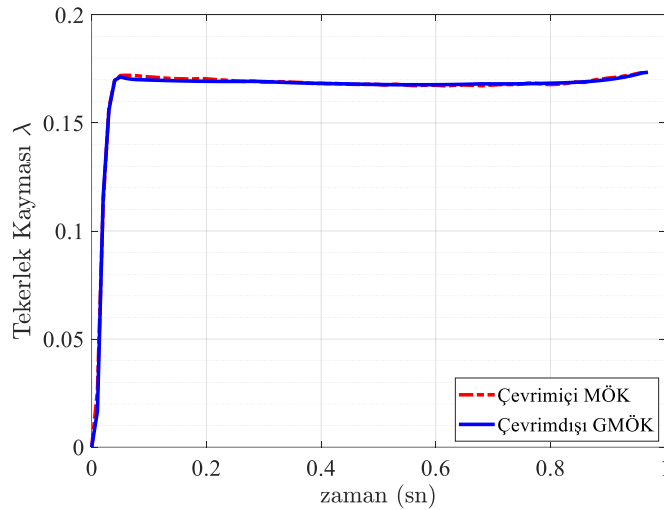
Şekil 22. Doğrusal sistemin kapalı çevrim cevabı: (a) ABS'nin durum tepkisi; (b) kontrol giriş sinyali.

Şekil 22’de verilen sonuçlar incelendiğinde, çevrimdışı GMÖK algoritmasının etkin bir şekilde çalıştığı ve aynı kontrol girişi için çevrimiçi MÖK ile benzer performans sergilediği görülmektedir. Frenleme işleminin sonuna doğru araç gövde hızı ve tekerlek hızları neredeyse sıfır olduğundan tekerlek kayması sonsuza gitmektedir. Bu noktada, bazı üreticiler hız belirli bir minimum sınırın altına düştüğünde ABS’yi devre dışı bırakır ve pasif moda geçirirler. Bu nedenle araç hızı 3 m/s’ye ulaştığında simülasyon sonlandırılmaktadır.

Kuru asfalt yol

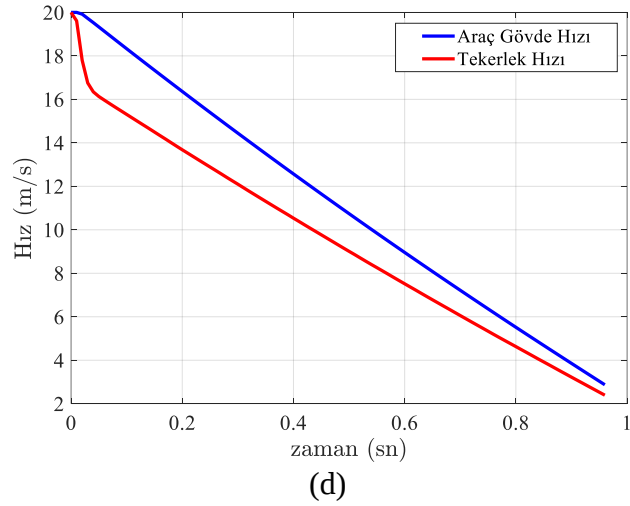
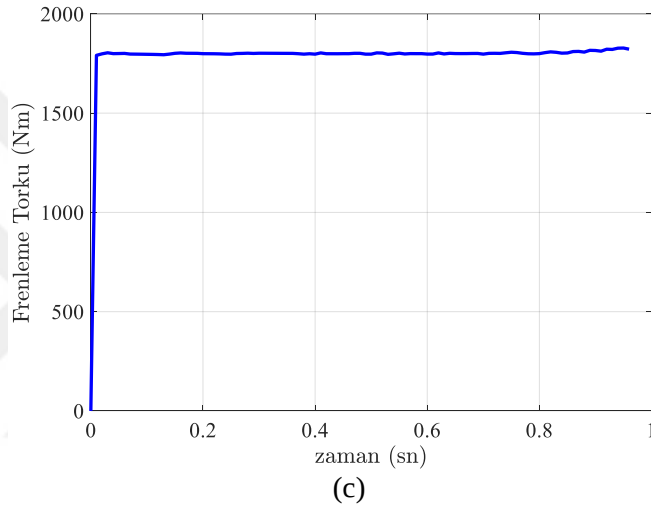
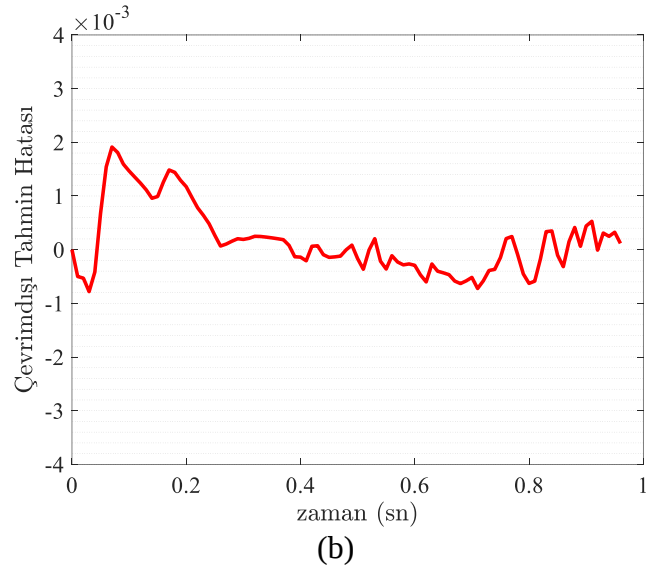
Bu bölümde, hesaplama yükü ve CPU zamanı açısından önerilen kontrolör ile çevrimiçi MÖK kontrolörün karşılaştırılması ele alınmıştır. Simülasyonlar MATLAB/Simulink ortamında, YALMIP’in MOSEK optimizasyon çözücü toolbox’ı kullanılarak, 4.3 GHz Intel i7-10510U CPU ve 16 GB RAM’e sahip donanım üzerinde gerçekleştirilmiştir. Önerilen çevrimdışı GMÖK yaklaşımının doğrusal olmayan sistemdeki performansını göstermek için 0.005 sn’lik bir örnekleme süresi belirlenmiştir. Kuru asfalt yol için aracın başlangıç hızı ve frenleme anındaki tekerlek kayması sırasıyla 20 m/s (72 km/h) ve 0 olarak ayarlanmıştır.

MÖK geri besleme kontrolör tasarımının temel amacı, tekerlek-yol sürtünmesini maksimum değerine ($\mu_{peak} = 1.17$) yakın tutarken, tekerlek kayma referans değerinin izleme hatasını en aza indirmektir. İlk adımda, çevrimiçi MÖK kontrolörü (6) ila (12) denklemleri doğrultusunda tasarlanmıştır. Ardından, çevrimdışı GMÖK bir nolu algoritmaya dayalı olarak tasarlanmıştır. Şekil 23, önerilen çevrimdışı kontrolörün çevrimiçi kontrolöre kıyasla simülasyon sonuçlarını göstermektedir.



(a)

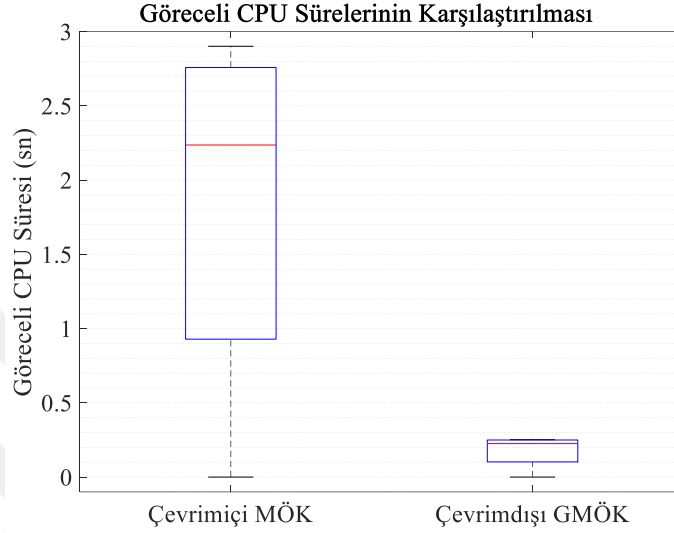
Şekil 23. Kuru asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması. (b) Çevrimdışı tahmin hatası. (c) Kontrol giriş sinyali (Nm). (d) Araç gövde ve tekerlek hızları (devamı)



Şekil 23. Kuru asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması. (b) Çevrimdışı tahmin hatası. (c) Kontrol giriş sinyali (Nm). (d) Araç gövde ve tekerlek hızları

Şekil 23'ten, çevrimiçi MÖK yaklaşımının tasarım hedeflerini etkili bir şekilde izlediği ve tasarım kısıtlamalarının karşılanmasını sağladığı açıkça görülmektedir. Ayrıca, çevrimdışı GMÖK algoritması, çevrimiçi kontrolörden elde edilen sonuçlarla örtüşerek etkileyici bir

performans sergilemektedir. Çevrimdışı GMÖK'ün önemli bir avantajı, çevrimiçi yaklaşıma kıyasla hesaplama için çok daha az zaman gerektirerek hesaplama yükünü azaltmasıdır. Çevrimdışı GMÖK, Şekil 24'te gösterildiği gibi çevrimiçi kontrolörden yaklaşık 12 kat daha hızlıdır. Box-whisker grafiği, çevrimiçi MÖK ile önerilen çevrimdışı GMÖK yaklaşımı arasındaki CPU süresi karşılaştırmasını görsel olarak temsil etmekte ve çevrimdışı yöntemin hesaplama verimliliğini vurgulamaktadır.



Şekil 24. Kuru asfalt yol koşullarında ABS için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin hesaplama yükü için CPU sürelerinin box-whisker grafiği kullanılarak karşılaştırılması.

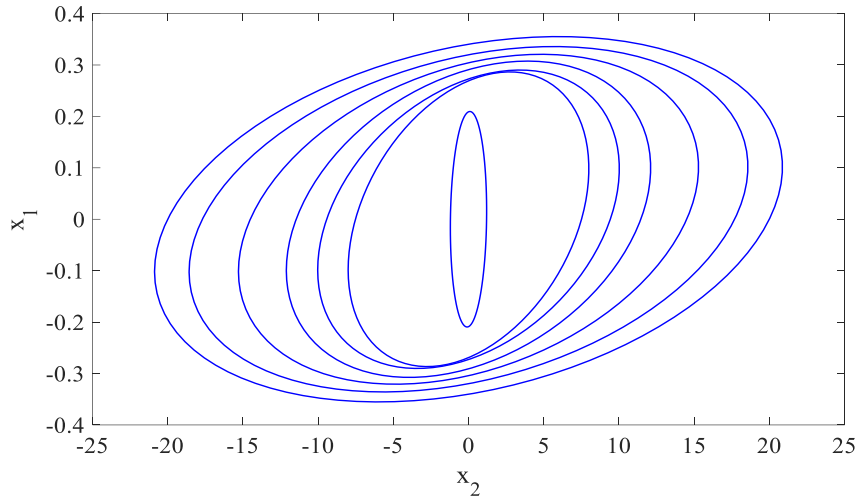
Islak asfalt yol

Islak asfalt yol koşulu için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK simülasyonları, kuru asfalt koşuluna benzer şekilde gerçekleştirilmiştir. Çevrimdışı algoritmada, durum değişkeni x_1 yedi duruma ayrılmıştır ve $x_1^{set} = [0.131, 0.11, 0.09, 0.06, 0.04, 0.02, 0]$ olarak belirtilmiştir. Şekil 25, bu ayrılmış noktalar için Q_i^{-1} tarafından tanımlanan ilgili iç içe geçmiş elipsoitleri göstermektedir.

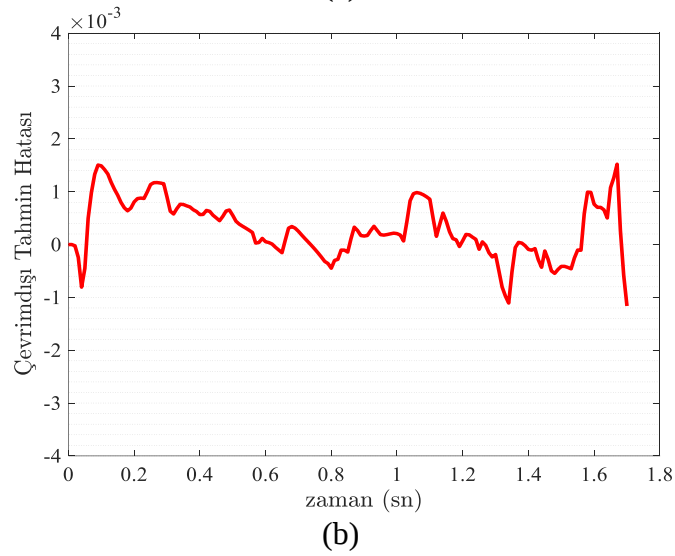
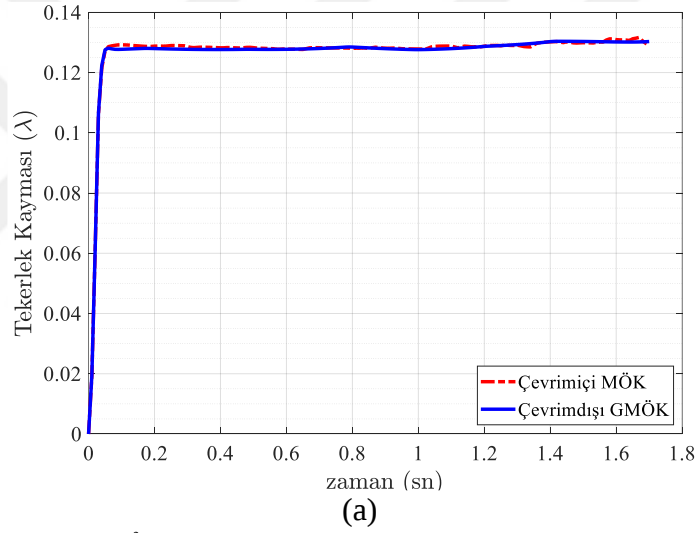
Islak asfalt yol koşulunda tekerlek kayması için optimal değer, lastik-yol sürtünme eğrisinin tepe değerinden $\lambda_{opt} = 0.131$ olarak elde edilmektedir. Bu nedenle, x_1 durumunun ayrıklaştırılması, optimal değer aralığını yakalamak için yedi sekans kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Islak asfalt yol koşullarında, frenleme anındaki araç hızı ve tekerlek kayması için başlangıç değerleri, kuru asfalt koşullarındakiyle aynı kabul edilmektedir; yani sırasıyla 20 m/s ve 0. Bu yol koşulunda kontrolörün tasarım amacı, tekerlek kaymasını $\lambda = 0.131$ 'lik optimal değerde tutmaktır. Bu değer, maksimum lastik-yol sürtünmesine karşılık gelir ve kayma

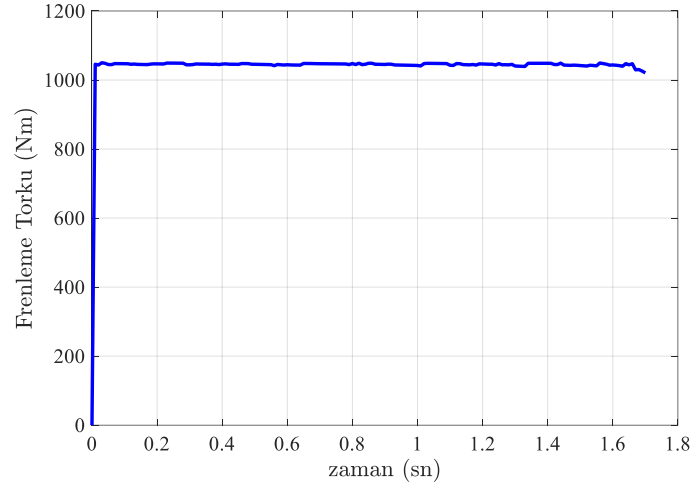
olmadan güvenli frenlemeyi sağlar. Şekil 26, ıslak asfalt yol koşullarında MÖK kontrolörü ile kontrol edilen ABS performansının simülasyon sonuçlarını göstermektedir.



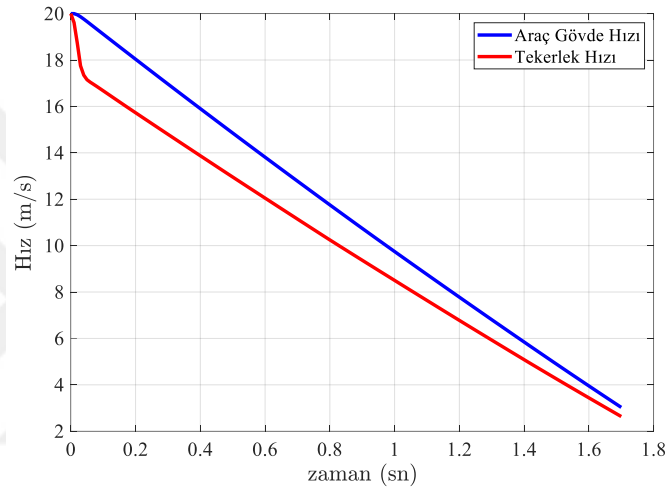
Şekil 25. Islak yol için yedi durum dizisinin Q_i^{-1} tarafından tanımlanan iç içe geçmiş elipsoitler.



Şekil 26. Islak asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması. (b) Çevrimdışı tahmin hatası. (c) Kontrol giriş sinyali (Nm). (d) Araç gövde ve tekerlek hızları (devamı)



(c)

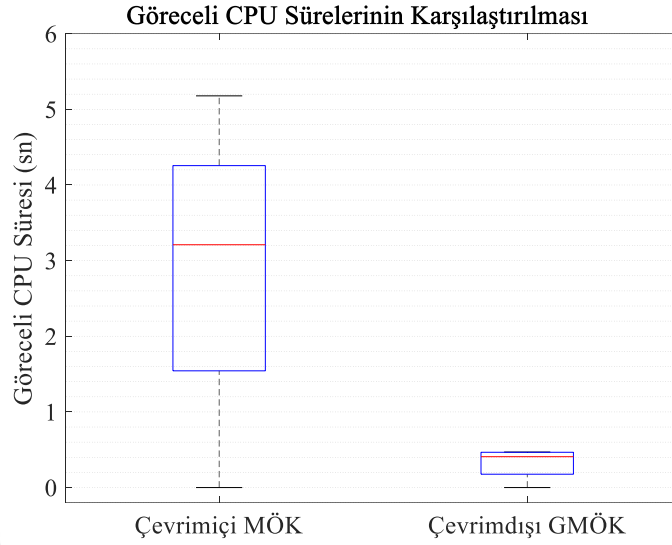


(d)

Şekil 26. Islak asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması. (b) Çevrimdışı tahmin hatası. (c) Kontrol giriş sinyali (Nm). (d) Araç gövde ve tekerlek hızları.

Şekil 26'da verilen simülasyon sonuçları incelendiğinde frenleme anında ve tasarım kısıtlamaları altında her iki kontrolör için de tatmin edici bir performansın elde edildiği görülmektedir. Önceki senaryoya benzer şekilde, çevrimdışı GMÖK tasarımı çevrimiçi yaklaşımla benzer davranış göstermekte ve referans tekerlek kayma değerini doğru bir şekilde izlemektedir. Ayrıca kontrol girişi belirlenen üst sınır değeri içerisinde kalmaktadır. Özellikle, çevrimdışı yaklaşım, önemli ölçüde azaltılmış hesaplama yükü sergileyerek çok daha hızlı CPU süresi kullanımı sağlamaktadır. Yaklaşık 11.5 kat daha hızlı olan çevrimdışı yaklaşım, gerçek zamanlı uygulamalarda büyük bir avantaj sunmaktadır. Elde edilen performans iyileştirilmesi, özellikle acil durum frenlemelerinde ve hızlı tepki gerektiren senaryolarda hayati öneme sahiptir. Şekil 27, iki yöntem arasındaki CPU süresi karşılaştırmasını göstermekte olup, çevrimdışı GMÖK'ün hız ve verimlilik açısından üstünlüğünü net bir şekilde ortaya

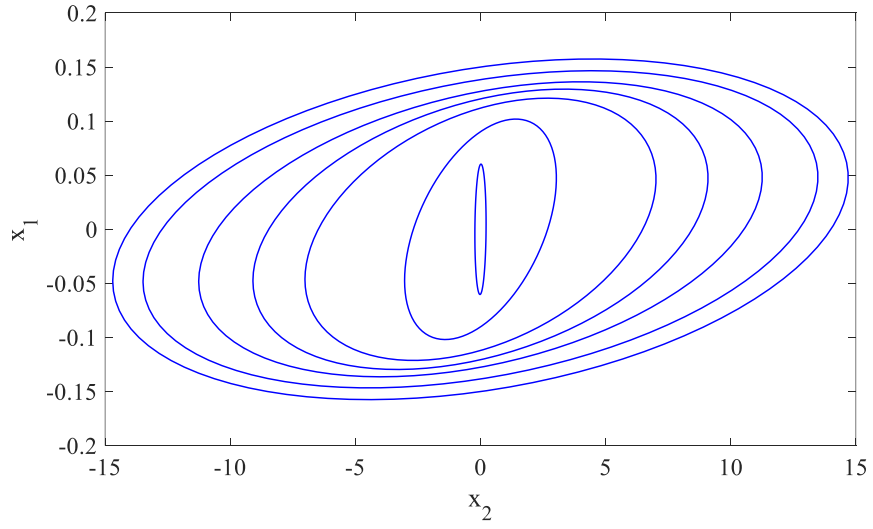
koymaktadır. Elde edilen sonuçlar çevrimdışı GMÖK kontrolörünün, daha az hesaplama kaynağı gerektiren ve hızlı tepki süreleri sunan etkili bir çözüm olduğunu göstermektedir.



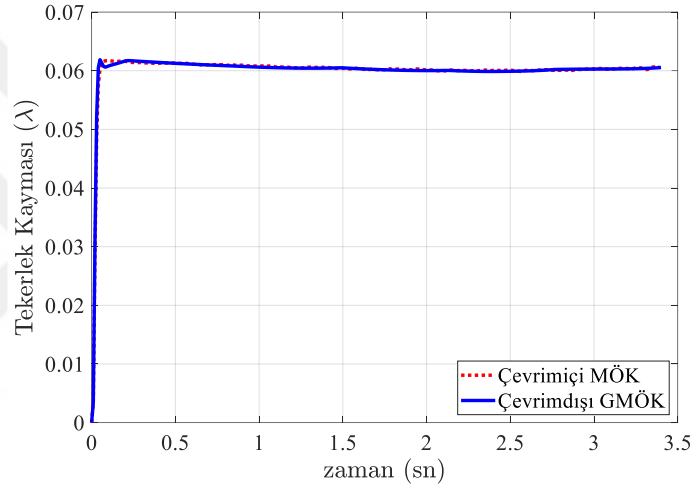
Şekil 27. Islak asfalt yol koşullarında ABS için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin hesaplama yükü için CPU sürelerinin box-whisker grafiği kullanılarak karşılaştırılması.

Karlı asfalt yol

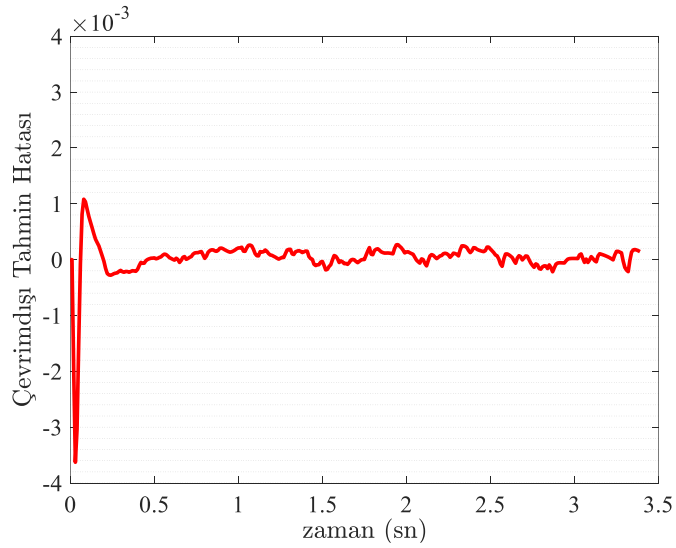
Karlı yol koşulları, doğrusal olmayan ABS modeli için çevrimdışı yaklaşımın test edilmesi amacıyla kullanılan bir başka senaryodur. Karlı yollarda azalan çekiş nedeniyle araçların daha yavaş hızlarda hareket etmesi gerekmektedir. Bu durumda, frenleme sırasında aracın hızı 14 m/s (~50 km/h) olarak ayarlanmıştır. Tablo 4'ten, bu koşullar için optimal tekerlek kayma değeri 0.06 olarak belirlenmiştir. Kontrolörün amacı, frenleme sırasında verilen tekerlek kayma değerini izlemek ve aracın kaymasını önlemektir. x_1 durumu, $x_1^{set} = [0.06, 0.05, 0.04, 0.03, 0.02, 0.01, 0]$ olarak yedi duruma ayrılmıştır. Şekil 28, Q_i^{-1} ile tanımlanan iç içe geçmiş elipsoitleri temsil etmektedir. Şekil 29, çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK tasarımlarının simülasyon sonuçlarını göstermekte ve karlı yol koşullarındaki performanslarını yansıtmaktadır.



Şekil 28. Islak yol için yedi durum dizisi Q_i^{-1} tarafından tanımlanan iç içe geçmiş elipsoitler.

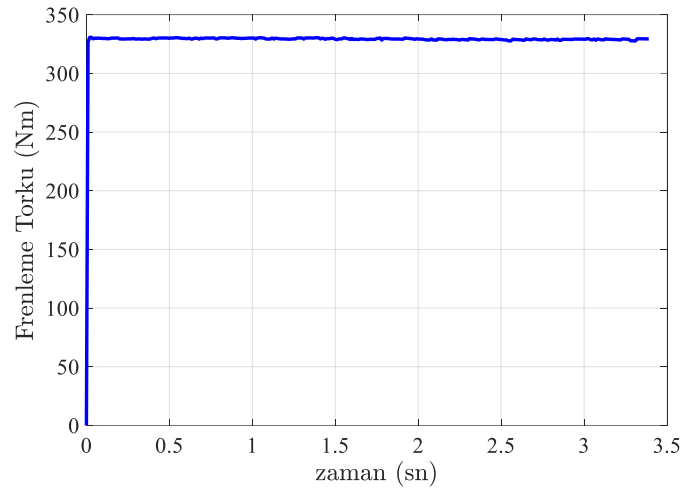


(a)

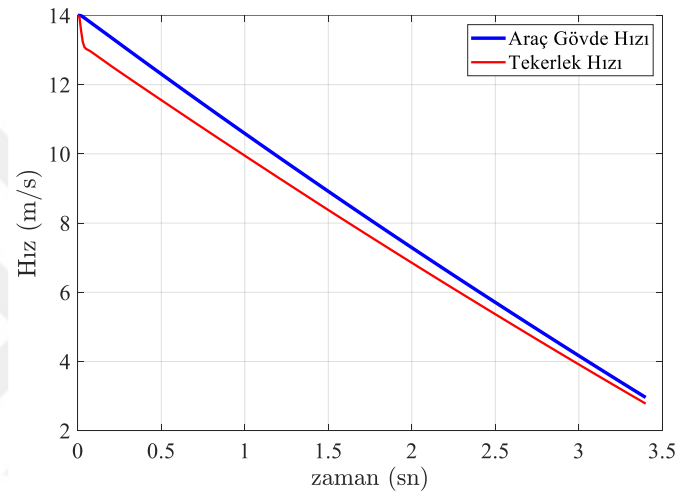


(b)

Şekil 29. Karlı asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması. (b) Çevrimdışı tahmin hatası. (c) Kontrol giriş sinyali (Nm). (d) Araç gövde ve tekerlek hızları (devamı)



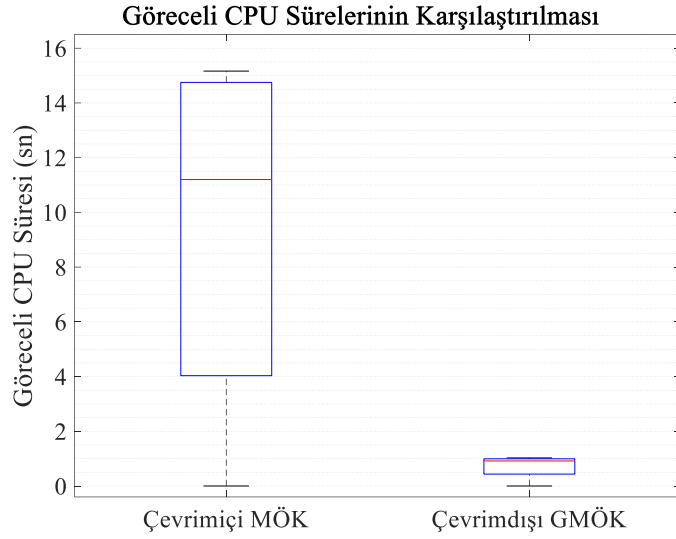
(c)



(d)

Şekil 29. Karlı asfalt yol için doğrusal olmayan ABS kontrolörünün kapalı çevrim cevabı: (a) Tekerlek kayması. (b) Çevrimdışı tahmin hatası. (c) Kontrol giriş sinyali (Nm). (d) Araç gövde ve tekerlek hızları.

Şekil 29'dan çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK yaklaşımlarının her üç yol senaryosu için referans tekerlek kaymasını etkili bir şekilde izlediği ve tasarım sınırları içinde yer alan kısıtlamalara uyduğu gözlemlenmektedir. Ancak, çevrimdışı GMÖK'ün hesaplama yükü çevrimiçi MÖK'e kıyasla önemli ölçüde daha düşüktür. Çevrimdışı GMÖK yaklaşımının optimizasyonu çevrimdışı olarak gerçekleştirilmiş ve gerçek zamanlı uygulama sırasında bisection arama yöntemini kullanarak daha hızlı bir CPU süresi elde edilmiştir. Çevrimdışı GMÖK'ün CPU süresi çevrimiçi MÖK yaklaşımına göre yaklaşık olarak 15 kat daha hızlı olmuş olup bu durum Şekil 30'da gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 30'da verilen göreceli CPU zamanlarının karşılaştırılması grafiği çevrimdışı GMÖK'ün farklı yol senaryolarında hesaplama hızı ve gerçek zamanlı uygulama açısından verimliliğini daha da vurgulamaktadır.



Şekil 30. Karlı asfalt yol koşullarında ABS için çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK kontrolörlerinin hesaplama yükü için CPU sürelerinin box-whisker grafiği kullanılarak karşılaştırılması.

Özet olarak, çevrimiçi MÖK ve çevrimdışı GMÖK yaklaşımlarının CPU süreleri farklı yol koşulları için Tablo 5'te listelenmiştir.

Tablo 5. Göreceli CPU Süresi (sn) açısından Çevrimiçi MÖK ve Çevrimdışı GMÖK Karşılaştırılması

Yol Tipi	Göreceli CPU Süresi (sn)		İyileşme (kat)
	Çevrimiçi MÖK	Çevrimdışı GMÖK	
Kuru asfalt yol	2.90	0.25	11.60
Islak asfalt yol	5.19	0.45	11.53
Karlı asfalt yol	15.16	1.02	14.86

Şekil 23-29'da verilen verilen simülasyon sonuçlarından, çevrimdışı GMÖK yaklaşımının doğrusal olmayan ABS modelinin kontrolünde çevrimiçi MÖK ile benzer bir performans sergilediği görülmektedir. Ayrıca çevrimiçi MÖK tasarımının temel dezavantajı olan büyük hesaplama yükünü etkili bir şekilde çözdüğü görülmektedir. Çevrimdışı GMÖK, hesaplama için gereken CPU süresini önemli ölçüde azaltırken, çevrimiçi kontrolörle aynı doğrultuda sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır.

Bu bölümde, aracın farklı yol türlerinde durma mesafeleri, hıza karşı zaman verileri kullanılarak hesaplanmaktadır. Simülasyonlarda aracın frenleme anında hızı kuru ve ıslak yol koşulları için 20 m/s ve karlı yol koşulları için 14 m/s olarak belirlenmiştir. Her bir senaryo için durma mesafeleri aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$d = \frac{v_i^2 - v_f^2}{2a} \quad (55)$$

Denklemden v_i ve v_f aracın frenleme ve durma anındaki hızlarıdır. Aracın yavaşlama ivmesi ise a ile belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlar, her bir yol türüyle ilişkili farklı sürtünme seviyeleri nedeniyle durma mesafelerinde önemli farklılıklar olduğunu göstermektedir. Ayrıca, düşünme mesafesi, sürücünün tepki süresi (genellikle 1.5 saniye) ile aracın ilk hızı çarpılarak hesaplanmaktadır. Burada, sürücünün bir tehlikeyi algılaması ve frenlemeye başlaması için geçen süre boyunca aracın gittiği mesafeyi hesaba dâhil etmektedir. Bulgular, kuru yollara kıyasla kar gibi daha düşük sürtünmeli yüzeylerde artan durma mesafelerini gösterecek şekilde tablo 6'da özetlenmiştir.

Tablo 6'ya göre, ilk hızlar kuru ve ıslak yollar için 20 m/s ve karlı yollar için 14 m/s'dir. Yavaşlamalar sırasıyla yaklaşık 17 m/s², 11.18 m/s² ve 3.14 m/s²'dir. Hız-zaman grafiklerinden elde edilen durma süreleri kuru, ıslak ve karlı yollar için sırasıyla yaklaşık olarak 1.17 saniye, 1.79 saniye ve 3.52 saniyedir. Standart düşünme süresi olan 1.5 saniye eklendiğinde, toplam durma süreleri artmış ve kuru ve ıslak yollar için 30 metre, karlı yollar için ise 21 metre düşünme mesafesi elde edilmiştir. İlgili fren mesafeleri 12 metre, 18 metre ve 31 metre olarak hesaplanmıştır. Böylece toplam durma mesafeleri kuru yollar için 41.76 metre, ıslak yollar için 47.88 metre ve karlı yollar için ise 52.34 metre olarak hesaplanmış ve hem tepki süresinin hem de yol koşullarının genel durma performansı üzerindeki önemi vurgulanmıştır.

Tablo 6. Kuru, Islak ve Karlı Yollarda Durma Mesafeleri

Yol Tipi	İlk hız (m/s)	Yavaşlama (m/s ²)	Durma süresi + Tepki süresi (sn)	Düşünme mesafesi (m)	Frenleme mesafesi (m)	Toplam durma mesafesi (m)
Kuru asfalt	20	17	~2.67 (1.17 + 1.5)	30	11.76	41.76
Islak asfalt	20	11.18	~3.29 (1.79 + 1.5)	30	17.88	47.88
Karlı asfalt	14	3.14	~5.02 (3.52 + 1.5)	21	31.34	52.34

Belirsiz sistem modeli için elde edilen sonuçlar

Bu alt bölümde, değişen yaylı kütle ve tekerlek yarıçapı için önerilen çevrimdışı GMÖK'ün gürbüzlüğü göstermek adına simülasyon çalışması tekrarlanmaktadır. Çevrimdışı GMÖK, belirsizlikler altında etkin bir şekilde çalışan algoritma kullanılarak türetilmiştir. Simülasyon sonuçları, yay kütlesi ve tekerlek yarıçapında %10'luk bir değişiklik göz önünde bulundurularak kontrolörü belirsiz bir lastik modeliyle test etmektedir. Bu analiz, kontrolörün farklı araç konfigürasyonlarındaki kararlılığını ve performansını değerlendirerek gerçek zamanlı uygulanabilirliğini artırmaktadır. Farklı yol koşulları için parametre belirsizlikleri sırasında tasarım hedeflerinin kök ortalama kare hata (RMSE) değerleri Tablo 7'de gösterilmiştir.

Tablo 7. Sistem Parametrelerinde %10'luk bir Değişiklik Göz Önüne Alındığında Durum Hatalarının RMSE Değerleri.

RMSE Değeri	Kuru Asfalt	Islak Asfalt	Karlı Asfalt
$rms(\lambda - \lambda_{changes})$	0.0028	0.0023	8.9269×10^{-4}
$rms(V - V_{changes})$	0.0391	0.0364	0.0340

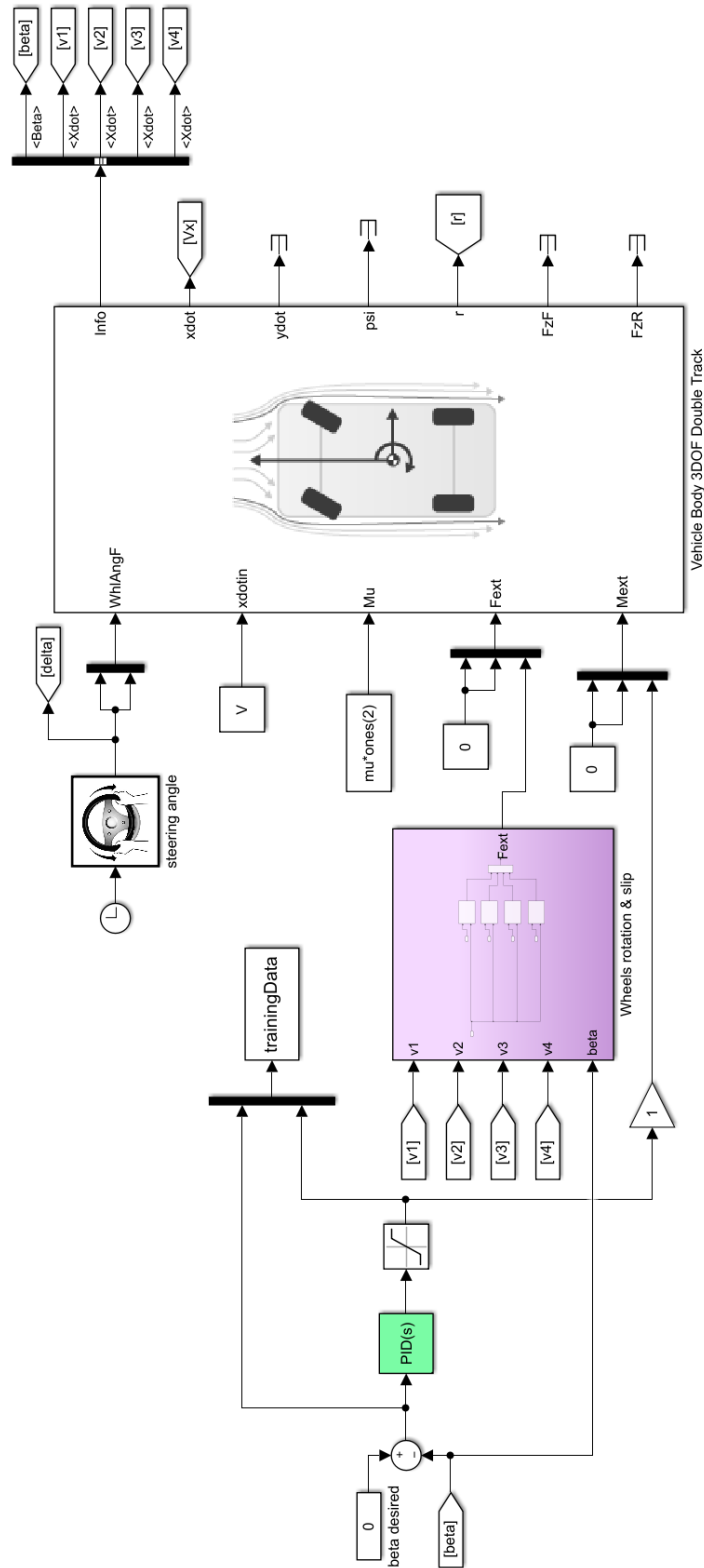
Tablo 7'de sunulan veriler, çevrimdışı GMÖK'ün ABS'deki performansının parametre belirsizliklerinin varlığında gürbüz olduğunu göstermiştir. Sistem parametrelerindeki değişikliklere rağmen, çevrimdışı GMÖK uygulanan kısıtlamaları etkin bir şekilde karşılamaktadır. Bu durum, çevrimdışı GMÖK'ün belirsiz koşullar altında bile kararlı ve güvenilir kontrolü sürdürme yeteneğinin varlığını göstermekte ve kontrolcüyü ABS'de pratik uygulama için umut verici ve uygun bir yaklaşım haline getirmektedir.

ANFIS Yalpa Denge Kontrolörü

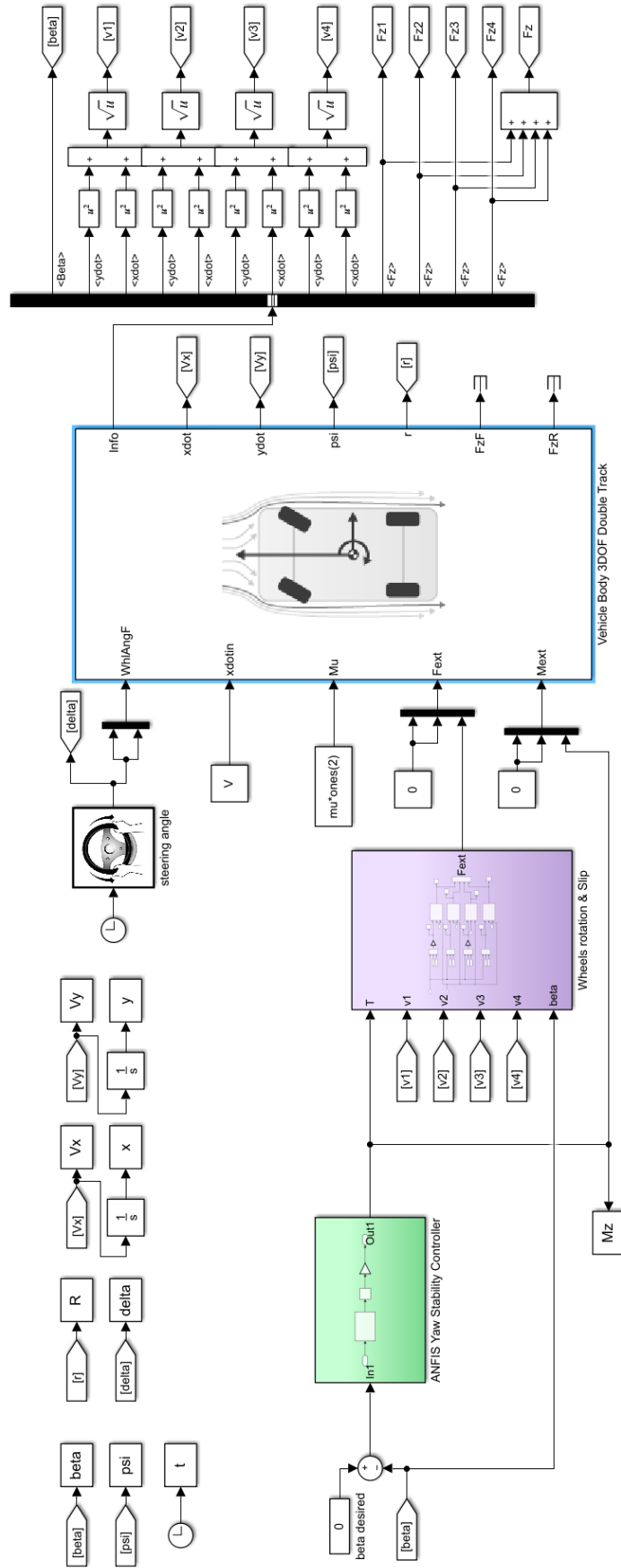
Bu bölümde, ESC sistemi içinde yalpa denge kontrolü için tam araç modelinin kapsamlı bir simülasyonu ANFIS kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Temel yalpa denge kontrolörü PID yaklaşımı kullanılarak uygulanmış ve ANFIS modeli PID kontrolöründen üretilen giriş-çıkış verileri üzerinde eğitilmiştir. ANFIS kontrolörü araç dengesini artırmak için düzeltici yalpa momentleri üretmektedir. Bir önceki bölümde tasarlanan ikinci katman kontrolör olarak her bir tekerlek üzerindeki frenleme kuvvetlerini yönetmek için çevrimdışı GMÖK kullanılmaktadır. Bu dağılım, sürücünün direksiyon girdisine göre dinamik olarak ayarlanarak arkadan kayma ve önden kayma koşullarına etkili bir şekilde tepki vermektedir. Düzeltici yalpa momenti üretimi için ANFIS ve diferansiyel frenleme kuvveti dağılımı için GMÖK'ün entegrasyonu, araç dengesini ve yol tutuş performansını optimize etmeyi, değişen sürüş koşullarına sağlam bir çözüm sunmayı ve genel güvenliği artırmayı amaçlamaktadır.

İlk olarak yalpa denge kontrolünü gerçekleştirmek için bir PID kontrolörü tasarlanmıştır. Bu kontrolör, tam araç modeline Simulink ortamında uygulanarak temel eğitim verilerinin toplanmasını sağlamıştır. Giriş verileri aracın yana kayma açısı hatasından oluşurken, çıkış verileri ise yolda bulunan virajlardaki değişimlere yanıt olarak PID kontrolörü tarafından üretilen düzeltici moment olan kontrol kuvvetleridir. Şekil 31, PID kontrolörün tasarımını göstermektedir. Veriler 15 saniyelik bir simülasyon süresi boyunca toplanmış ve 15000 veri noktasından oluşan bir veri kümesi elde edilmiştir. Bu veri noktalarının %70'lik ilk kısmı ANFIS modeli için eğitim seti olarak kullanılmış, kalan %30'luk kısım ise doğrulama amacıyla ayrılmıştır. Şekil 32 ise, ANFIS yalpa denge kontrolörün tasarımını göstermektedir. Simülasyonlarda kullanılan tam araç modelinin parametreleri, doğru temsil ve kontrol için çok

önemlidir. Bu parametrelerde araç kütlesi, atalet momenti, dingil mesafesi, iz genişliği ve lastik sertliğide yer almaktadır. Bu parametreler, modelin şeffaflığını ve tekrarlanabilirliğini sağlamak için tablo 8’de özenle listelenmiştir.

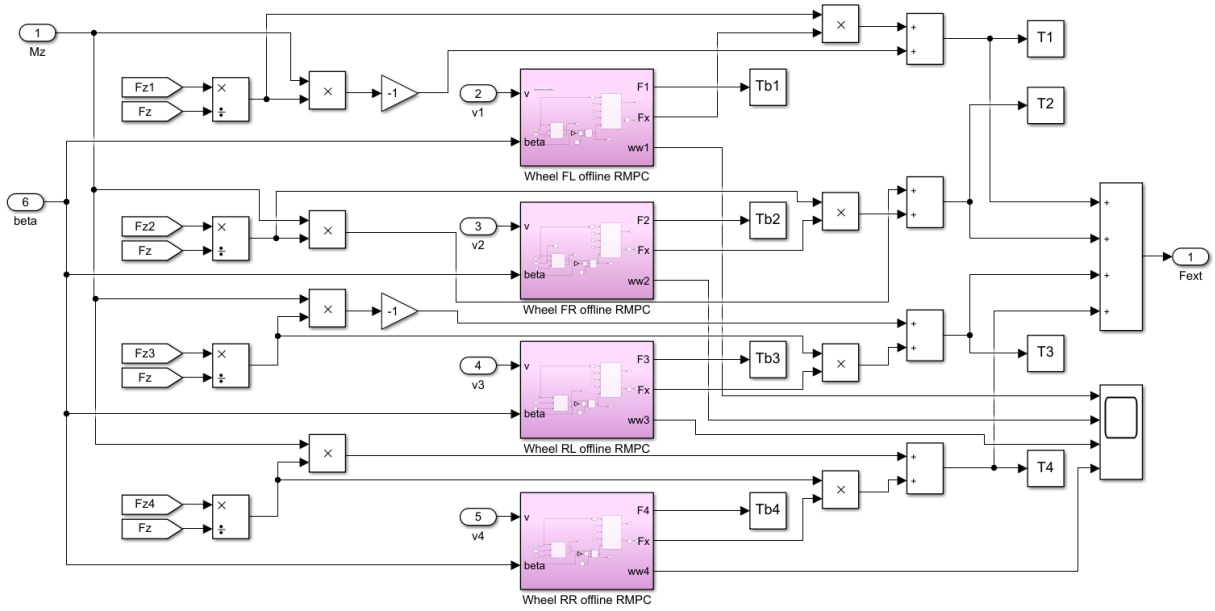


Şekil 31. Tam araç modeli üzerinde PID kontrolörün tasarımı ve giriş-çıkış verilerinin toplanması.



Şekil 32. 7 serbestlik derecesine sahip tam araç modeli için ANFIS kontrolör tabanlı ESC sisteminin simülasyonu.

Şekil 33, ABS için tasarlanmış bir çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörü olan ikinci katman kontrolörünün Simulink yapısını göstermektedir. Daha önce detaylandırıldığı gibi, her bir tekerleğe bir çevrimdışı GMÖK kontrolörü uygulanmaktadır.



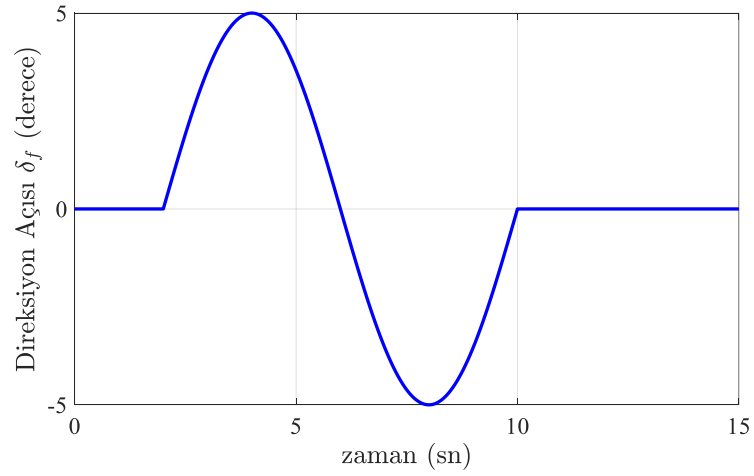
Şekil 33. İkinci katman tekerlek kayma kontrolörünün simulink yapısı.

Tablo 8. Tam Araç Model Parametreleri.

Parametre	Değer	Açıklama
Toplam araç kütlesi (m)	1360	kg
Tekerlek yarıçapı (R)	0.33	m
Toplam tekerlek atalet momenti (I_t)	1.7	kg/m ²
Kütle merkezinden ön aksa olan boylamsal mesafe (l_f)	1.4	m
Kütle merkezinden arka aksa olan boylamsal mesafe (l_r)	1.6	m
Kütle merkezinden aks düzlemine olan dikey mesafe (h)	0.35	m
Tekerlek iz genişliği (l_w)	1.4	m
Yerçekim ivmesi (g)	9.81	m/s ²
Ön lastik köşe sertliği (c_{af})	12×10^3	N/rad
Arka lastik köşe sertliği (c_{ar})	11×10^3	N/rad
Ön lastik(ler) gevşeme uzunluğu (σ_f)	0.1	m
Arka lastik(ler) gevşeme uzunluğu (σ_r)	0.1	m
Yalpa polar ataleti (I_z)	4000	kg.m ²

Direksiyon açısı

Bu çalışmada, ANFIS tabanlı ESC sistemini değerlendirmek için her iki yönde 5 derecelik direksiyon açısı değişikliğine sahip çift şerit değiştirme manevrası kullanılmıştır. Bu manevra Şekil 34'te gösterilmektedir.

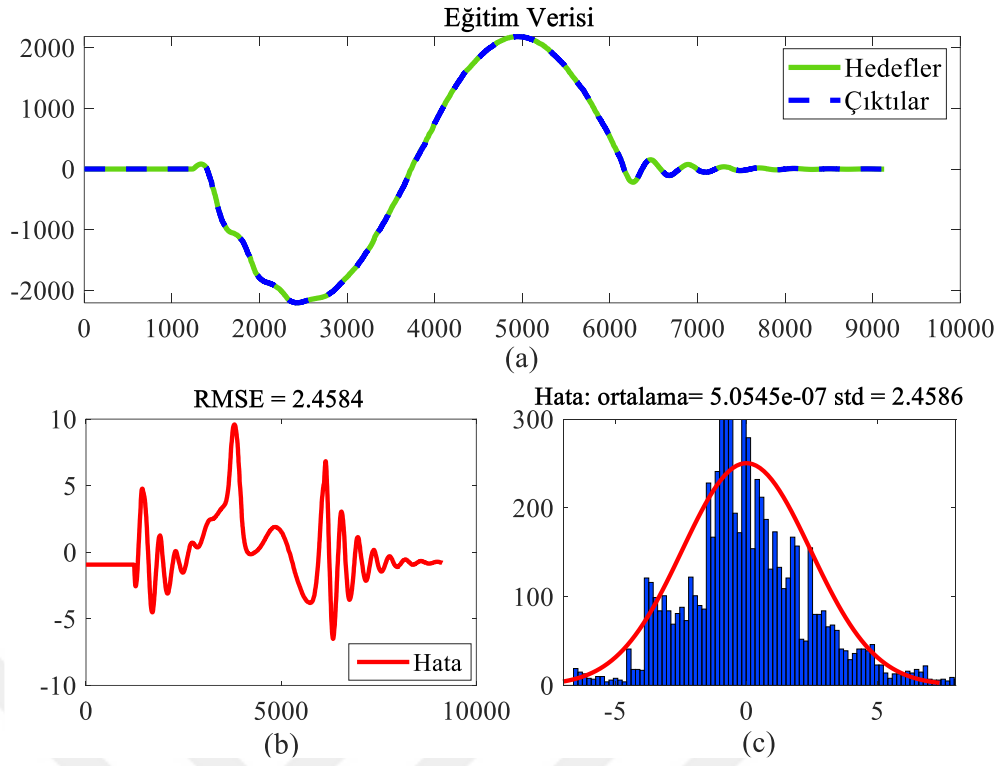


Şekil 34. Çift şerit değiştirme manevrası sırasında direksiyon açısı.

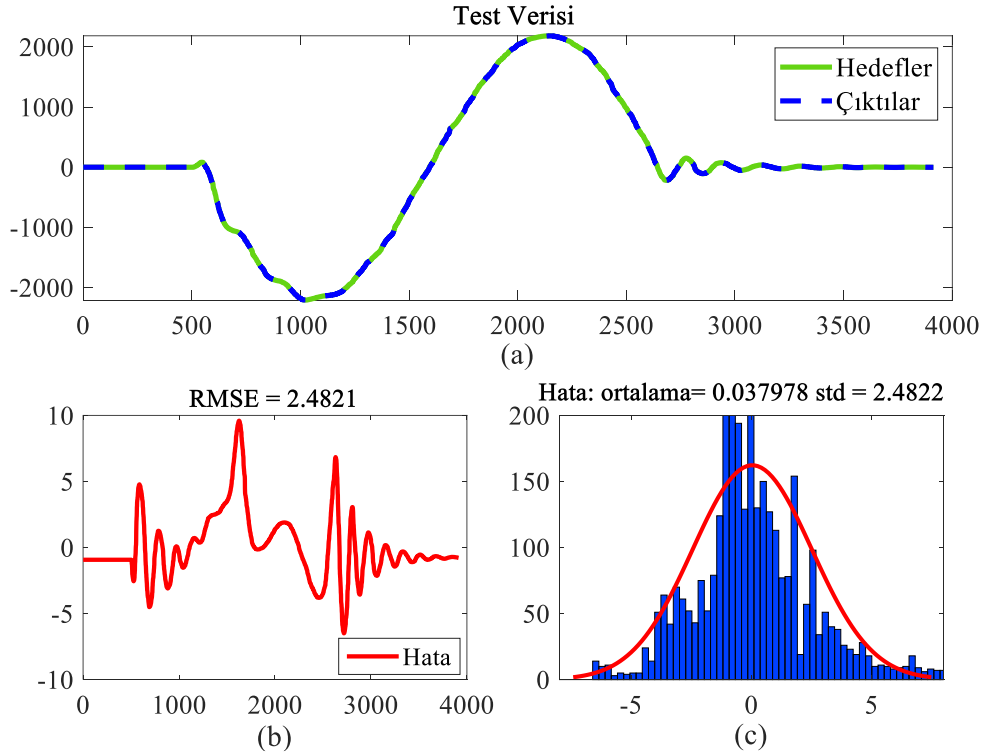
ANFIS kontrolörünün eğitimi ve doğrulanması

ANFIS kontrolörünü eğitmek için, tam araç modeli simülasyonundan elde edilen verilerin %70'i kullanılmış ve etkili bir şekilde öğrenebilmesi sağlanmıştır. Verilerin geri kalan %30'u ise ANFIS kontrolörünün performansını doğrulamak için ayrılmıştır. Bu süreçte, kontrolörün doğruluğunu ve güvenilirliğini değerlendirmek için ortalama hata ve ortalama hatanın karekökü (RMSE) dahil olmak üzere temel performans ölçütlerine odaklanılmıştır. Eğitim aşaması, tahmin edilen ve gerçek değerler arasındaki hatayı en aza indirmek için ANFIS parametrelerinin ayarlanması ve böylece modelin tahmin kabiliyetinin artırılmasını içermektedir. Eğitim ve test aşamalarının etkinliğini göstermek için, her iki veri kümesi için ortalama hata ve RMSE değerini gösteren grafikler oluşturulmuştur. Bu grafikler, kontrolörün performansının görsel olarak gösterimini sağlayarak çeşitli koşullar altında kararlılığı ve doğruluğu koruma yeteneğinin de göstermektedir. Şekil 35 ve 36 sırasıyla eğitim ve doğrulama sürecinin ortalama hata ve RMSE değerini göstermektedir.

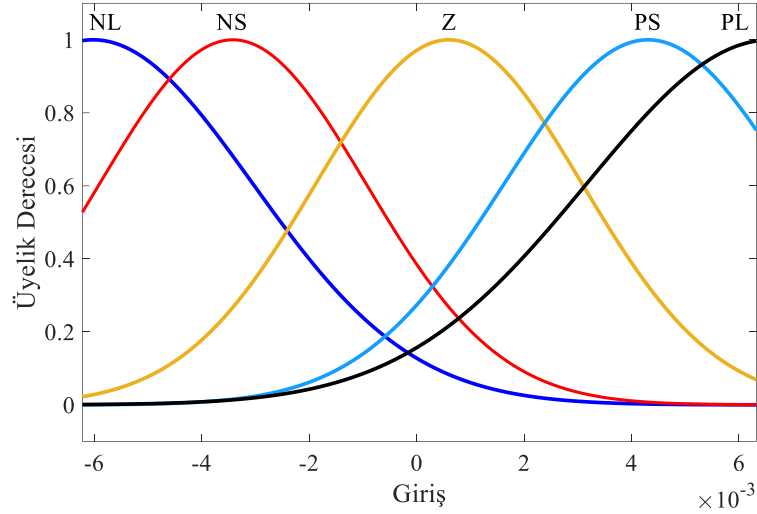
ANFIS kontrolörü, bulanık çıkarım sistemini oluşturmak için beş Gaussian üyelik fonksiyonu (MF) kullanmaktadır. Giriş değişkenlerinin üyelik derecelerine nasıl dönüştürüldüğü Şekil 37'de verilmiştir. Gaussian üyelik fonksiyonları, girişler ve çıkışlar arasındaki karmaşık ilişkilerin hassas bir şekilde modellenmesini kolaylaştıran pürüzsüz ve sürekli özellikleri nedeniyle seçilmiştir. Her Gaussian üyelik fonksiyonu, sistemin eğitim sürecinde etkin bir şekilde adapte olmasını sağlayan bir merkez ve genişlik parametresi ile karakterize edilir. Özellikle, ANFIS kuralları, çıktıları üretmek için girdi değişkenlerinin doğrusal bir kombinasyonunu Sugeno tipi çıkarımı kullanmaktadır. Bu yapılandırma, bulanık mantık ve uyarlanabilir öğrenmenin güçlü yönlerinden yararlanarak yalpalama kararlılığı kontrolünde doğru ve sağlam bir performans sağlamaktadır.



Şekil 35. (a) Eğitim verileri, (b) eğitim RMSE değeri (c) eğitim hatası.



Şekil 36. (a) Test verileri, (b) test RMSE değeri (c) test hatası.



Şekil 37. ANFIS sistem girişleri için 5 kurallı Gaussian üyelik fonksiyonları.

Şekil 37’de verilen Gaussian üyelik fonksiyonları, yan kayma açısı hatalarının hangi aralıkta ve nasıl bir dağılımda olduğunu göstermektedir. Her bir Gaussian üyelik fonksiyonu, yan kayma açısı hatasının beş bulanık kümeden birine düştüğü belirli bir aralığı tanımlamaktadır: Negatif Büyük (NL), Negatif Küçük (NS), Sıfır (Z), Pozitif Küçük (PS) ve Pozitif Büyük (PL). Bu üyelik fonksiyonları ANFIS kontrolörünün giriş yan kayma açısı hatasını doğru bir şekilde sınıflandırılmasını ve uygun kontrol eylemini uygulamasını sağlar. Bulanık kurallar ve Gaussian üyelik fonksiyonları birleştirilerek elde edilen ANFIS sistemi aracın hedeflenen yolu takip etmesini sağlamak için etkili bir şekilde düzeltici yalpa momentleri üreterek genel yalpa kararlılığı kontrolünü artırmaktadır.

Sugeno tipi bir bulanık çıkarım sisteminde, çıktı tipik olarak giriş değişkenlerinin doğrusal bir fonksiyonu olarak ifade edilir. Tek girişli bir sistem için çıktı, aşağıdaki formda basit bir doğrusal denklem ile temsil edilebilir:

$$M = p_1 \cdot x + r \quad (56)$$

Denklemden p_1 ilgili giriş değişkeni x ’in katsayısı r ise sabit terimdir. Bir Sugeno bulanık sisteminde, kural tabanındaki her bir kural bu doğrusal denklem biçiminde bir çıktı üretebilir. Sistemin genel çıktısı tipik olarak tüm kuralların çıktılarının ağırlıklı ortalamasıdır. Bu durum, Sugeno sisteminin basit doğrusal modelleri parçalı bir şekilde birleştirilerek karmaşık doğrusal olmayan sistemleri etkili bir şekilde modellemesine olanak tanır.

Tablo 9, 5 Gaussian üyelik fonksiyonu kullanan ANFIS kontrolörü için kuralları ve bunlara karşılık gelen çıkışları özetlemektedir.

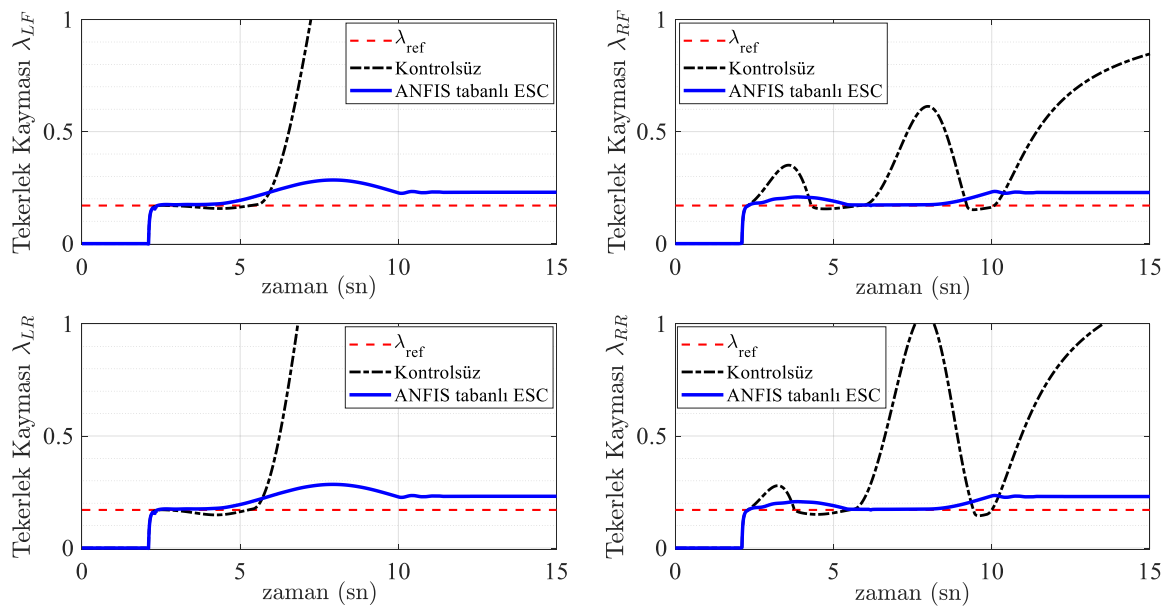
Tablo 9. Yan Kayma Açı Hataları için 5 Gaussian Fonksiyonlu ANFIS Kontrolör Çıktıları.

Kural No.	Yan Kayma Açısı Hatası (Giriş)	Bulanık Küme	Çıkış (Düzeltilici Yalpa Momenti)
1	Büyük Negatif	Negatif Büyük (NL)	$M = -1225x + 3213$
2	Küçük Negatif	Negatif Küçük (NS)	$M = 3503x + 261.7$
3	Sıfıra yakın	Sıfır (Z)	$M = 823.2x + 96.92$
4	Küçük Pozitif	Pozitif Küçük (PS)	$M = -5453x - 49.32$
5	Büyük Pozitif	Pozitif Büyük (PL)	$M = 2213x - 3901$

Simülasyon Sonuçları

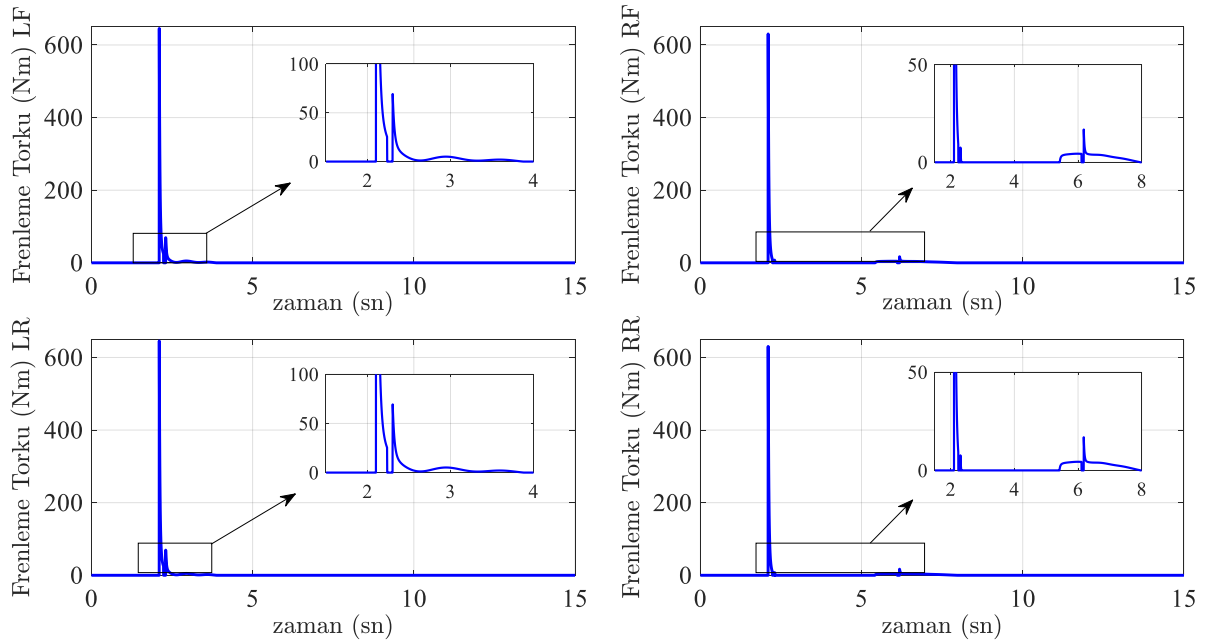
Kuru asfalt yol yüzeyi

Bu bölümde, önerilen ANFIS tabanlı ESC sisteminin etkinliği kuru asfalt yol koşullarında çift şerit değiştirme manevrası altında değerlendirilmiştir. ANFIS kontrolörünün yalpa denge kontrol performansını değerlendirmek için araç 20 m/s hızda test edilmiştir. Optimum çekiş ve kontrolü sağlamak için, ABS frenleriyle entegre olarak her bir tekerlek için çevrimdışı bir GMÖK tekerlek kayma kontrolörü uygulanmıştır. Frenleme sırasında dört tekerlek için tekerlek kayması, uygulanan frenleme torkları, ağırlık merkezinde üretilen düzeltici moment, yan kayma açısı ve aracın yalpa oranı elde edilen sonuçlar üzerinden ayrıntılı bir şekilde analiz edilmiştir. Şekil 38, frenleme ve manevra esnasında 4 tekerlek için tekerlek kayma katsayılarını göstermektedir.



Şekil 38. Kuru asfalt yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sürecinde tekerlek kayma değerlerinin karşılaştırılması: optimal kayma (--), kontrolsüz araç (-) ve ANFIS tabanlı ESC yalpa denge kontrolü (-).

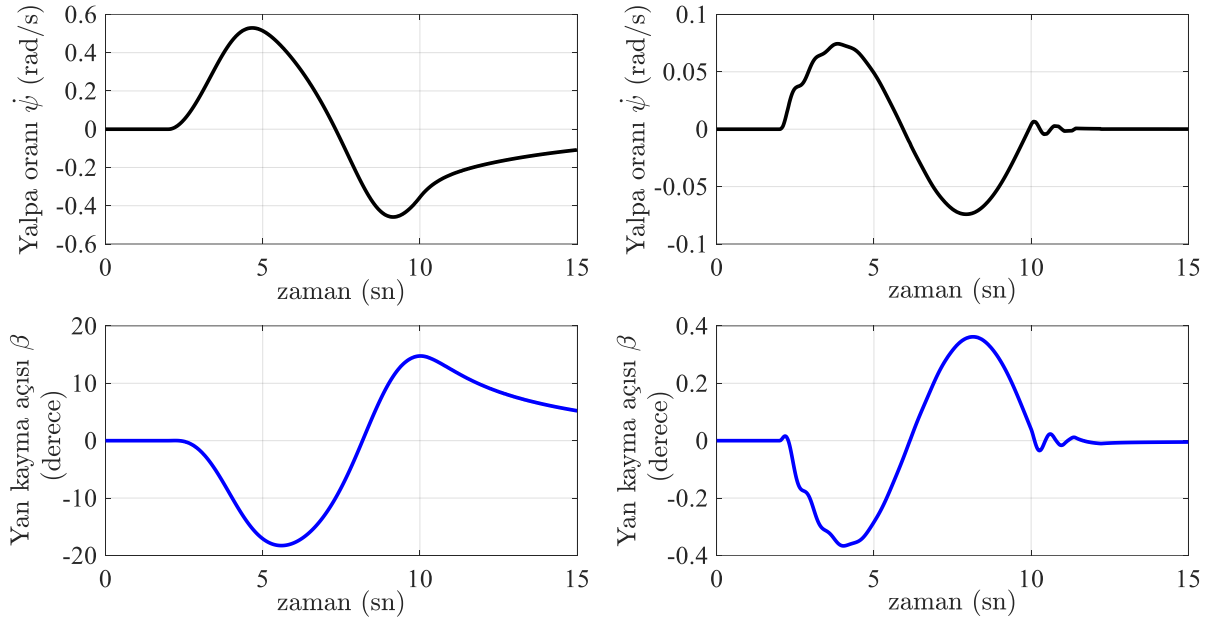
Burckhardt diyagramındaki tepe sürtünme katsayısı ($\mu(\lambda)$) dikkate alındığında optimum kayma değeri 0.17'dir. Her bir yöne 5 derecelik direksiyon açısıyla yapılan çift şerit değiştirme manevrası sırasında, tekerlek kaymaları başlangıçta bu optimum değeri takip etmekte ve bu da ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından etkili kayma kontrolü gerçekleştirildiğini göstermektedir. Optimum kayma değeriyle bu uyum, manevranın ilk aşamasında maksimum çekiş ve denge sağlamaktadır. Ancak manevra ilerledikçe tekerlek kaymaları 0.2 değeri etrafında dengelenir. Optimum kayma değeri ile oluşan bu hafif sapma hem frenleme hem de yön değişiklikleri sırasında gözlemlenmektedir. Frenleme kuvvetleri ve yanal kuvvetler etkileşime girdiğinden dolayı bu tür dinamik koşullar sırasında tekerlek kaymalarının optimum değerin biraz üzerine çıkması normal görülmektedir. Yaklaşık olarak 0.2 değerindeki dengeleme, kontrol sisteminin kaymayı etkili bir şekilde yönettiğini ve manevranın taleplerini karşılarken aşırı tekerlek kilitlenmesini veya çekiş kaybını önlediğini göstermektedir. Bu optimal tekerlek kayma değerlerine ulaşmak için çevrimdışı GMÖK kontrolörü tarafından üretilen frenleme torkları Şekil 39'ta gösterilmiştir.



Şekil 39. Çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörünün tekerlekler için ürettiği frenleme torkları.

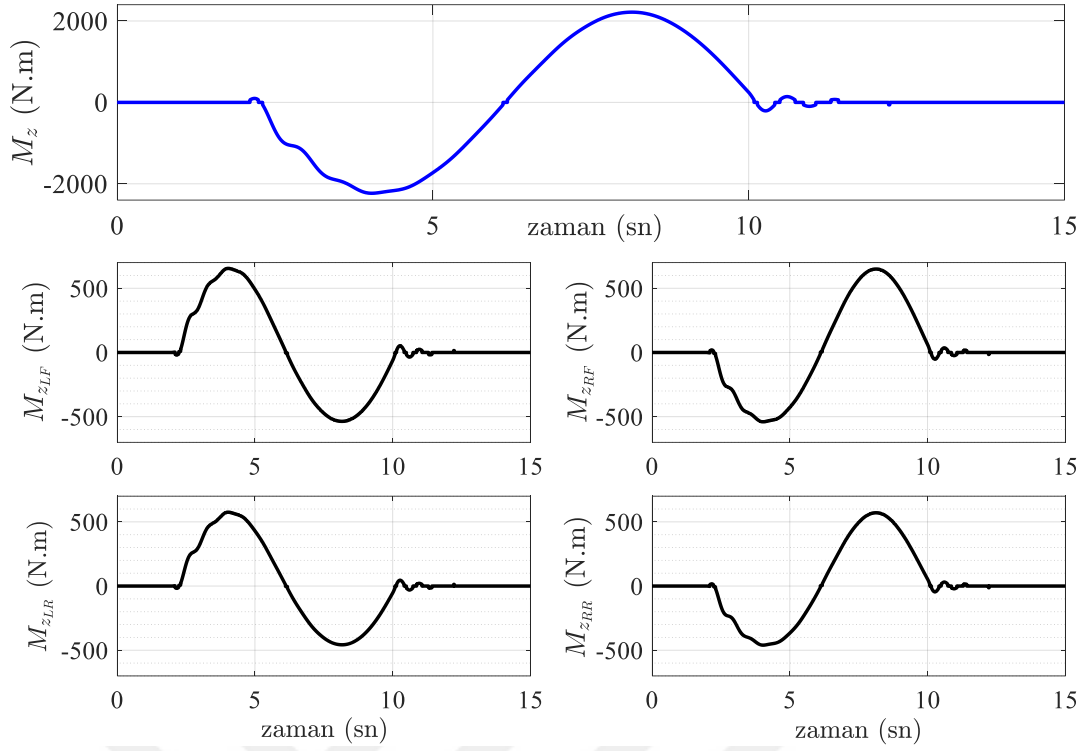
Şekil 39 incelendiğinde manevranın başlangıcında dört tekerlekte de frenleme torkunda önemli bir artışın olduğu görülmektedir. Bu ilk frenleme tüm tekerleklerde tutarlıdır ve frenlerin manevraya hazırlanmak için eş zamanlı olarak etkinleştirildiğini gösterir. İlk frenlemeden sonra torklar dinamik olarak ayarlanır. Manevra esnasında (2 ila 10 saniye), torklar sinüzoidal direksiyon girişine yanıt olarak sinüzoidal bir model sergilerler ve yan kayma ve yalpa oranını yönetmek için ise diferansiyel frenleme uygulanır. Özellikle, dönüş yönünün tersindeki tekerleklere daha yüksek torklar uygulanmaktadır.

Şekil 40, çift şerit değiştirme manevrası sırasında kontrolsüz bir araç (solda) ile ANFIS tabanlı ESC sistemi ile donatılmış bir araç (sağda) arasındaki yan kayma açısını (altta) ve yalpa oranını (üstte) karşılaştırmaktadır. ESC donanımlı araç için yan kayma açısı ve yalpa oranı kendi sınırları içinde tutularak ESC sisteminin araç dengesini ve kontrolünü artırmadaki etkinliği gösterilmiştir. Özellikle, kontrol edilen araç için yan kayma açısı ± 0.38 derece ve yalpa oranı ± 0.07 rad/s içinde kalmaktadır. Bu sınırlar, ESC sistemi tarafından sağlanan gelişmiş yol tutuşu ve azaltılmış savrulma riskini vurgulayarak çift şerit değişimi sırasında daha güvenli manevra yapılmasını sağlamaktadır.



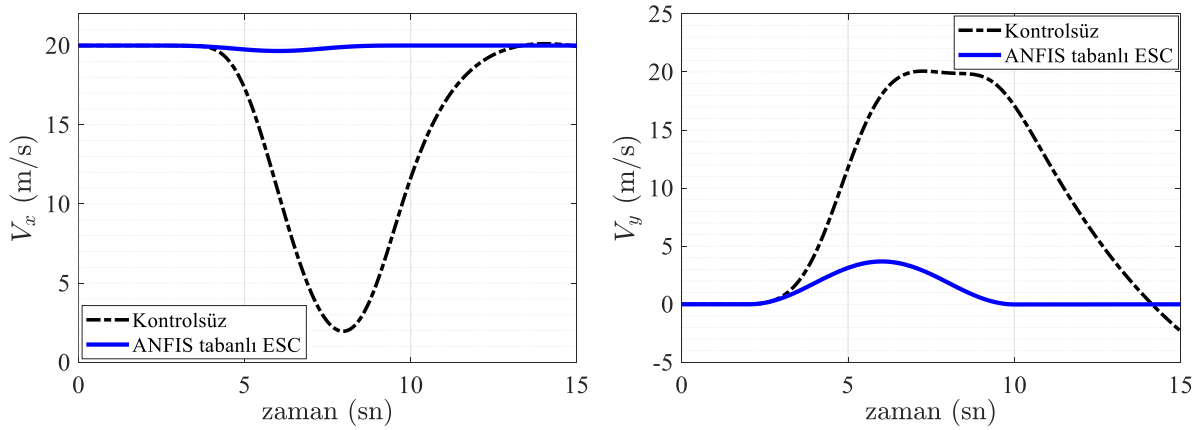
Şekil 40. Yan kayma açısı ve yalpa oranı karşılaştırılması: Kuru asfalt yolda kontrolsüz araç (sol) ve ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç (sağ) için yalpa oranı (üst) ve yan kayma açısı (alt).

Şekil 41'de ANFIS tabanlı ESC kontrolörü tarafından üretilen düzeltici yalpa momenti ve manevradan kaynaklanan tekerlekler üzerindeki momentler gösterilmektedir. Bu moment, çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın dengesini ve kontrolünü korumayı amaçlayan tekerleklerin diferansiyel frenlenmesi yoluyla üretilir. Kontrolör gerekli düzeltici momenti üretmek için her bir tekerlek üzerindeki frenleme kuvvetlerini ayarlayarak istenmeyen yalpa hareketlerine karşı koyar ve aracın istenen yörüngeyi izlemesini sağlar.



Şekil 41. Kuru yol koşulunda ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından üretilen düzeltici moment.

Çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal ve yanal hızları şekil 42'de gösterilmektedir.



Şekil 42. Kuru yol koşulunda çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal (V_x) ve yanal (V_y) hızları.

Şekil 42'den ANFIS tabanlı ESC kullanıldığında, aracın yanal hızının (V_y) yaklaşık olarak 0.13 m/s genliğinde kaldığı ve ardından aracın yanal ivmesi kontrollü bir aralıkta kalmaktadır. Diğer yandan, kontrolsüz durumda ise yanal hızın daha yüksek genliklere ulaştığı gözlemlenmektedir. Bu sonuçlar, ANFIS tabanlı ESC sisteminin aracın yanal hareketlerini etkin bir şekilde kontrol ettiğini göstermektedir.

Faz düzlemi analizi

Önerilen yöntemin etkinliğini ve kararlı çalışmasını daha detaylı analiz etmek amacıyla, bu bölümde faz düzlemi analizi yöntemi aracın yan kayma açısı üzerinde kullanılmaktadır. Faz düzlemi analizi, dinamik sistemlerin davranışlarını görselleştirmek ve denge noktalarını analiz etmek için kullanılan güçlü bir yöntemdir (Inagaki, Kushiro, and Yamamoto 1995). Bu analiz, aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızını ($\dot{\beta}$) inceleyerek, araç dinamiklerinin kararlılık ve kontrol performansını değerlendirmeye olanak tanımaktadır. Faz düzlemi yöntemi şu şekilde ifade edilebilir:

$$|B_1\dot{\beta} + \beta| \leq B_2 \quad (57)$$

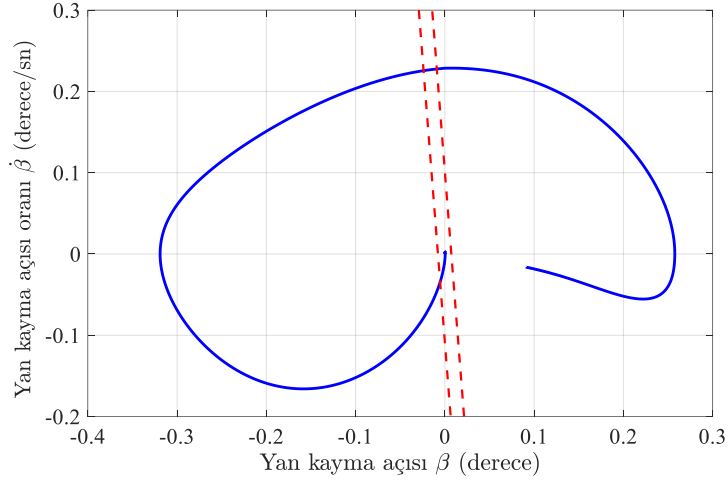
B_1 ve B_2 sınırları belirleyen parametrelerdir. Bu analizi yapmak için öncelikle yan kayma açısı ve yalpa oranının birbiriyle ilişkileri aşağıda sunulmaktadır:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \delta_f \quad (58)$$

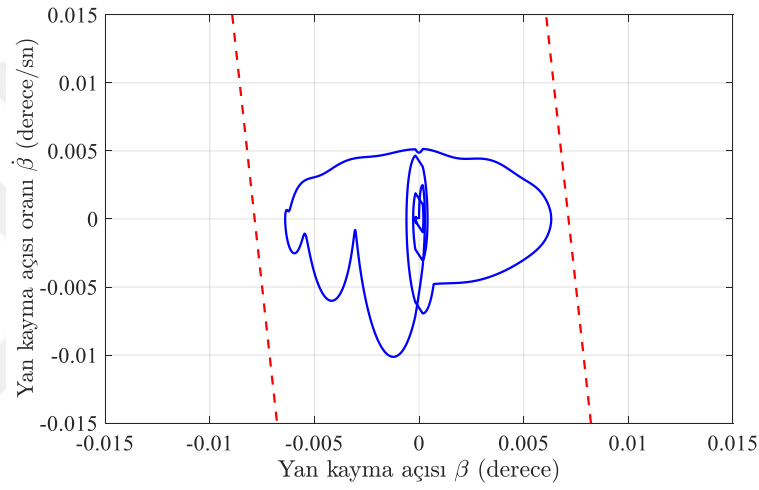
δ_f direksiyon açısıdır. a_{11} , a_{12} , a_{21} ve a_{22} katsayıları ise kütle, viraj sertliği ve atalet momenti gibi araç parametrelerinden aşağıdaki gibi türetilmiştir:

$$a_{11} = -\frac{2(C_f + C_r)}{mV}, \quad a_{12} = -1 - \frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{mV^2}$$
$$a_{21} = -\frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{I_z V}, \quad a_{22} = -\frac{2(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{I_z V}$$

Sıfır direksiyon girişi için doğrusal olmayan 2-DoF araç modelinin $\beta - \dot{\beta}$ faz düzlemi analizinden elde edilen kararlılık sınırı Şekil 43'te gösterilmektedir.



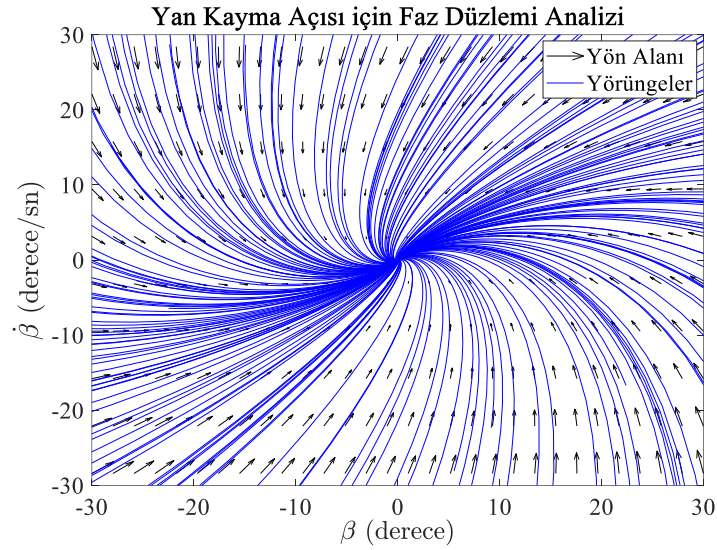
(a)



(b)

Şekil 43. Kuru asfalt yol üzerinde aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızı ($\dot{\beta}$) faz düzlemi analizi: a) kontrolsüz araç, b) ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç.

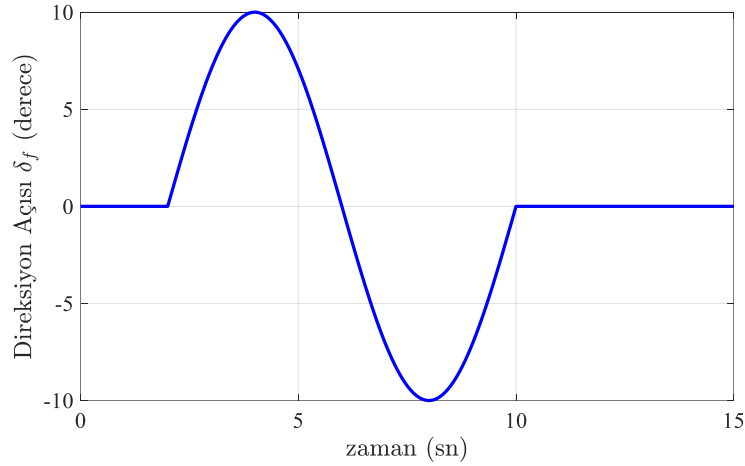
Şekil 43, aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızı ($\dot{\beta}$) ile ilgili faz düzlemi analizini göstermektedir. Üstteki grafik (a) kontrolsüz araç dinamiklerini yansıtırken, aracın yan kayma açısı ve değişim hızında büyük dalgalanmalar ve kararsızlıklar görülmekte ve faz çizgileri orijinden uzaklaşmaktadır. Alttaki grafik (b) ise ESC kullanılan aracın daha dar bir aralıkta kalan, kontrollü ve kararlı davranışlarını sergilemekte ve faz çizgileri orijine yakınsamaktadır. Kırmızı kesikli çizgiler denge sınırlarını belirtmektedir. Tablo 8’de verilen araç dinamik parametreleri kullanılarak farklı başlangıç durumu noktaları için yapılan faz düzlemi analizi grafiği Şekil 44’te gösterilmiştir.



Şekil 44. Sıfır direksiyon girişi ile faz düzlemi analizine dayalı referans bölge.

Islak asfalt yol yüzeyi

Bu bölümde, aracın manevra kabiliyetini değerlendirmek için ıslak yol koşulunda direksiyon açısının 10 derece olduğu çift şerit değiştirme senaryosu uygulanmıştır. Bu direksiyon açısı şekil 45’de sunulmaktadır.

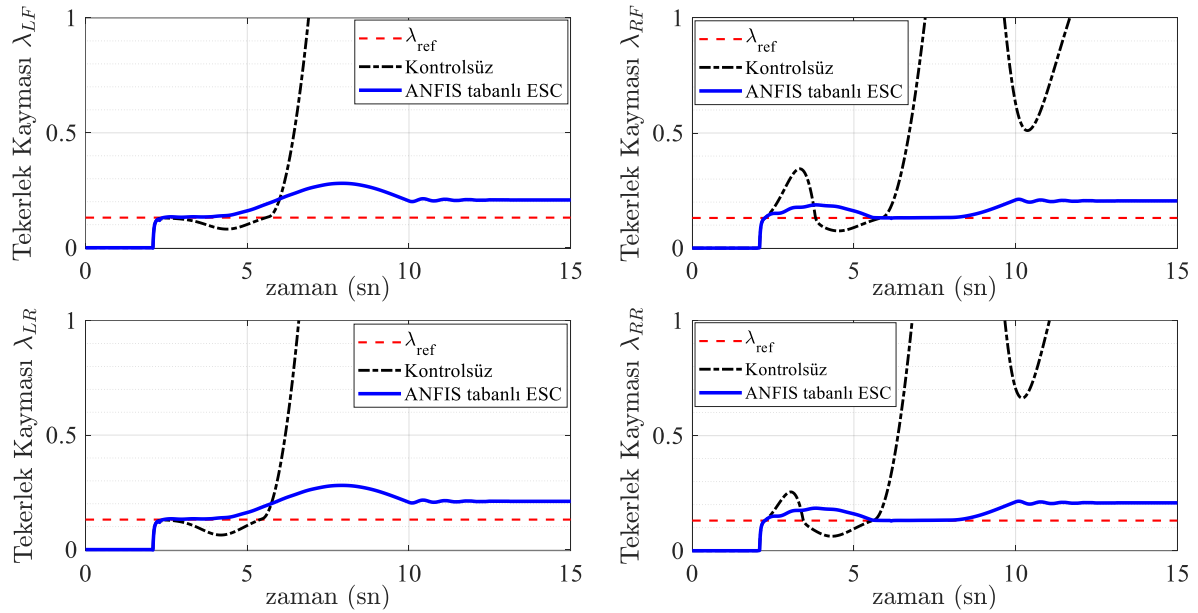


Şekil 45. Islak yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sırasında direksiyon açısı.

10 derece direksiyon açısı, araç dinamikleri ve kontrol sistemlerinin performansını test etmek için belirli bir zorluk seviyesini temsil eder. Bu açı, aracın ani ve hızlı yön değiştirmesini sağlayarak, özellikle ıslak yol koşullarında kayma ve kontrol kaybı gibi olumsuz etkilerin gözlemlenmesini mümkün kılar. Islak yol koşulları, düşük yol tutuşu ve artan kayma riski nedeniyle aracın dinamik tepkilerini daha zorlu hale getirmektedir. Aynı zamanda, 10 derece açısı tipik sürüş manevralarını yansıtarak, araç ve kontrol sistemlerinin gerçek dünya koşullarında nasıl performans gösterdiğini anlamak için uygun bir test senaryosu sunar.

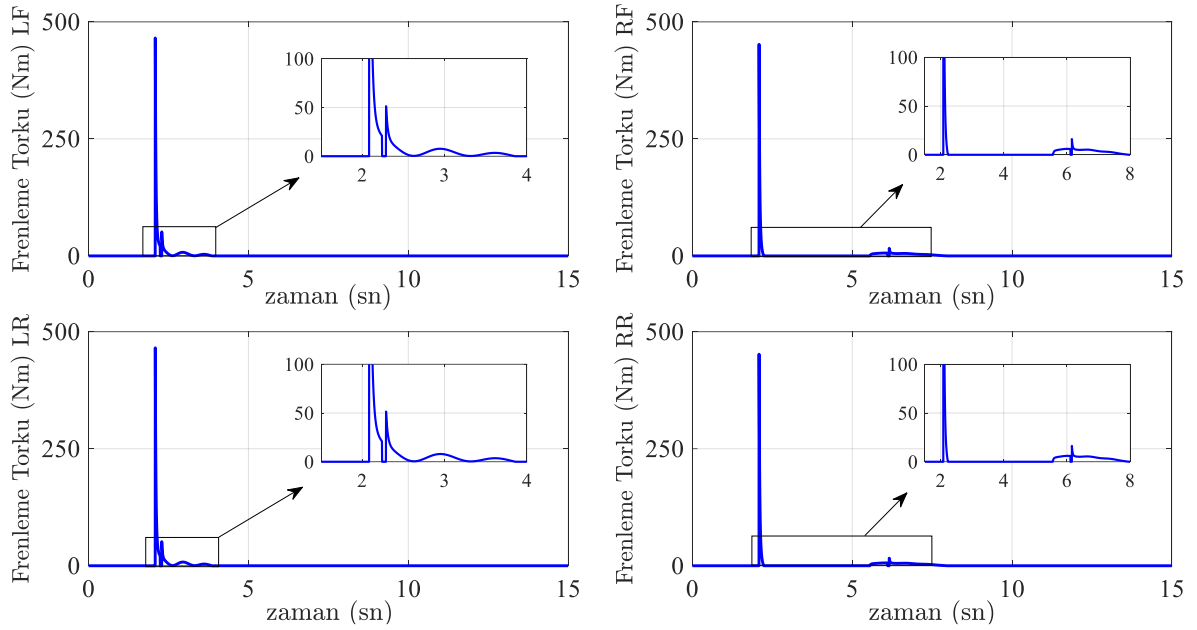
Aynı kuru asfalt koşulunda olduğu gibi, ıslak asfalt koşulunda da araç hızı manevra sırasında 20 m/s olarak belirlenmiştir. Islak asfalt yol sürtünme katsayısı $\mu = 0.8$ ve ardından

optimal tekerlek kayma katsayısı $\lambda_{opt} = 0.131$ olarak belirlenmiştir. Şekil 46'da, ESC sisteminde şerit değiştirme ve frenleme komutları sırasında tekerlek kayma katsayılarının (λ) dağılımı gösterilmekte ve diferansiyel frenleme ve çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörlerinin uygulanması gösterilmektedir. Optimum tekerlek kayma değerinin 0.131 olduğu ıslak bir yolda, hem dört tekerlek kontrolörleri hem de üst seviye ESC kontrolörü dahil olmak üzere ESC sistemi, çift şerit değiştirme gibi manevralar sırasında bu değeri hassas bir şekilde takip etmelidir. ESC sistemi tarafından kullanılan diferansiyel frenleme algoritması, tekerlek kaymasının hem manevra hem de frenleme aşamaları boyunca optimum seviyede kalmasını sağlar. Bu hassas kontrol aracın yörüngesini korumak, yan kayma açısını yönetmek ve aracın ağırlık merkezinin yalpa oranını kontrol etmek için gerekli olup bu durumda genel denge ve kontrolde artırılmış olur.



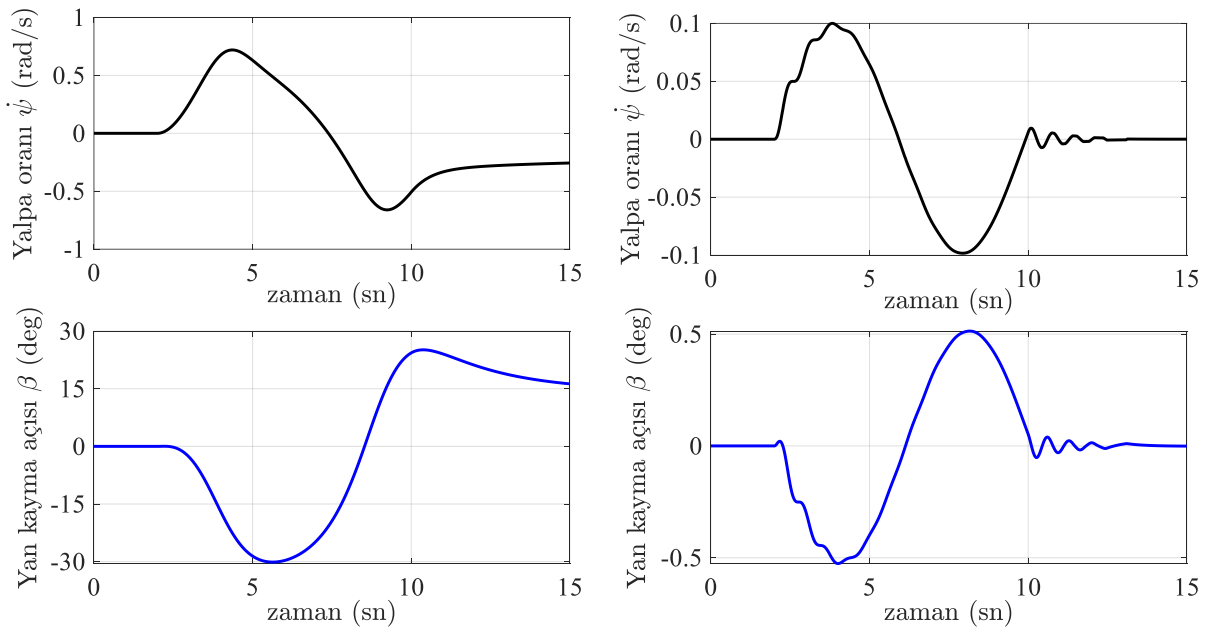
Şekil 46. Islak asfalt yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sırasında tekerlek kayma değerlerinin karşılaştırılması: optimal kayma (--), kontrolsüz araç (-.) ve ANFIS tabanlı ESC yalpa denge kontrolü (-).

Her iki yönde de 10 derecelik direksiyon açısıyla çift şerit değiştirme manevrası sırasında, tekerlek kaymaları frenleme sırasında optimum değerlerini takip etmektedir. Ancak tekerlek kaymaları optimum değer olan $\lambda = 0.131$ 'den (ıslak yolda maksimum sürtünme için optimum kayma) farklılık göstermektedir. Şekil 12 dikkate alındığında, manevranın dinamik koşulları, ANFIS tabanlı ESC sisteminin araç dengesini koruma önceliği, yol yüzeyi sürtünmesindeki değişimler ve fren sisteminin geçici tepkisi nedeniyle bu sapma normal kabul edilmektedir. ESC sistemi çekiş ve kararlılığı amaçlar, bu da savrulmayı veya kontrol kaybını önlemek için optimum noktadan farklı kayma değerlerine neden olabilir. İkinci katman çevrimdışı GMÖK kontrolörler tarafından üretilen frenleme torkları Şekil 47'de sunulmaktadır.



Şekil 47. Islak yol koşulunda çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörünün tekerlekler için ürettiği frenleme torkları.

Şekil 48, ıslak yolda tekerlek-yol sürtünme katsayısı $\mu = 0.8$ ve 20 m/s hızla yapılan çift şerit değiştirme manevrasında ESC kapalıyken (solda) ve ANFIS tabanlı ESC açıkken (sağda) aracın yalpa oranını ve yan kayma açısını karşılaştırmaktadır.

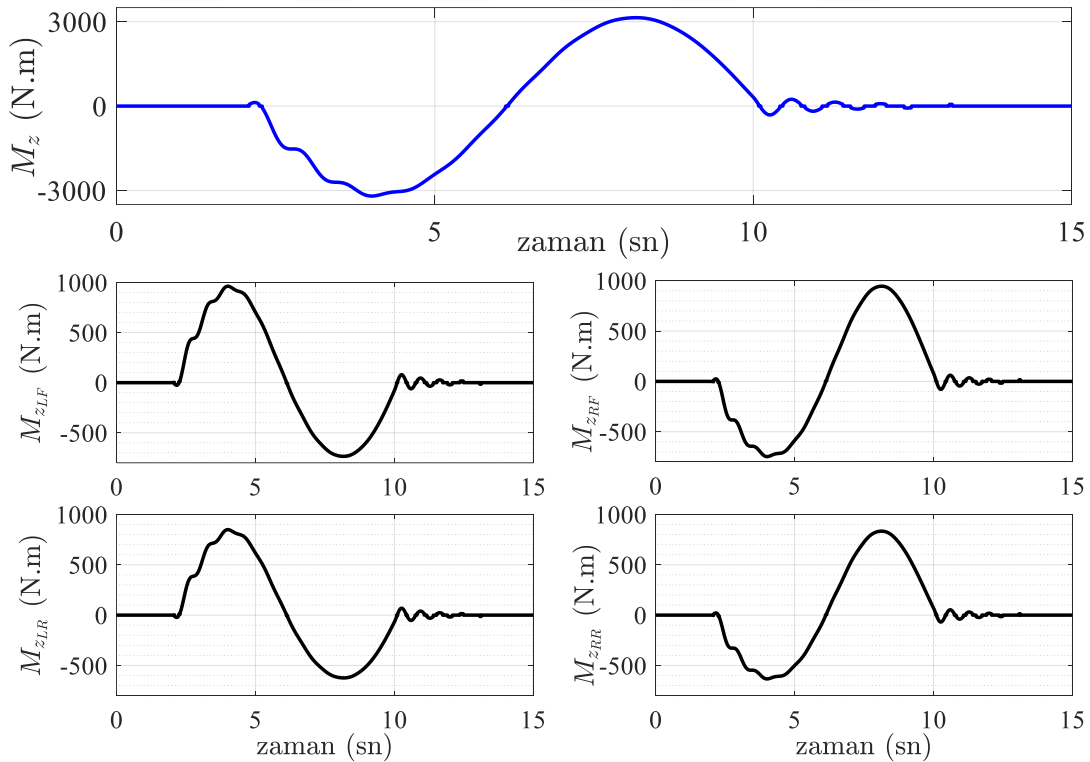


Şekil 48. Yan kayma açısı ve yalpa oranının karşılaştırılması: Islak asfalt yolda kontrolsüz araç (sol) ve ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç (sağ) için yalpa oranı (üst) ve yan kayma açısı (alt).

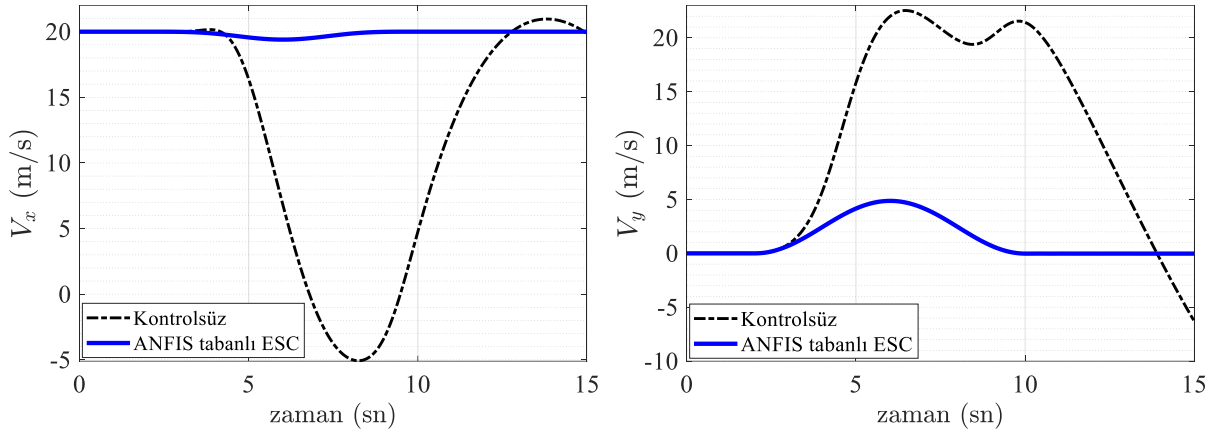
Şekil 48'e göre kontrolör kapalıyken, yalpa oranı (sol üst) ve yan kayma açısı (sol alt), yalpa oranı için yaklaşık 1 rad/s'de zirve yapan ve yan kayma açısı için 20 dereceyi aşan önemli salınımlar göstermekte ve bu da kontrolü kaybetme riskinin yüksek olduğunu belirtmektedir. Buna karşılık, ESC aktif olduğunda (sağda), hem yalpa oranı hem de yan kayma açısı önemli

ölçüde dengede olup; yalpa oranı 0.1 rad/s civarında ise maksimum değere ulaşmakta ve yan kayma açısı ± 0.5 derece içinde kalmaktadır. Bu, ESC'nin manevra sırasında aşırı yalpa ve yan kaymayı azaltarak aracın dengesini ve kontrolünü etkili bir şekilde koruduğunu göstermektedir.

Şekil 49, önerilen ANFIS tabanlı ESC kontrolörünün ürettiği düzeltici momenti toplamda ve dört tekerlek bazında göstermektedir. Aracın manevra esnasında boylamsal ve yanal hızları Şekil 50'de verilmiştir. İyi kontrol edilen bir manevrada, aracın ileri hızı V_x tipik olarak sabit kalır çünkü araç esas olarak ileri doğru hareket etmektedir ve ESC sistemi, hızda önemli bir düşüşe neden olabilecek aşırı frenleme olmadan bu ileri momentumun korunmasını sağlamak için çalışmaktadır. Şerit değiştirme sırasında, araç manevrayı tamamlamak için yana doğru kayarken yanal hız V_y doğal olarak değişir. ESC ile V_y , dengesizliğe veya kontrol kaybına yol açabilecek aşırı yanal hareketi önlemek için kontrol edilir. Şekil 50'ye göre yanal hız V_y çok daha yüksek bir genlikle salınarak yaklaşık olarak ± 5 m/s değerine ulaşmaktadır. Bu büyük salınımlar, aracın kontrol veya denge kaybına işaret edebilecek önemli bir yanal hareket yaşadığını göstermektedir. Araç muhtemelen daha fazla gövde yalpası, önden kayma veya arkadan kayma yaşayacak, bu da özellikle kaygan yüzeylerde savrulma veya kontrolü kaybetme riskini artıracaktır.

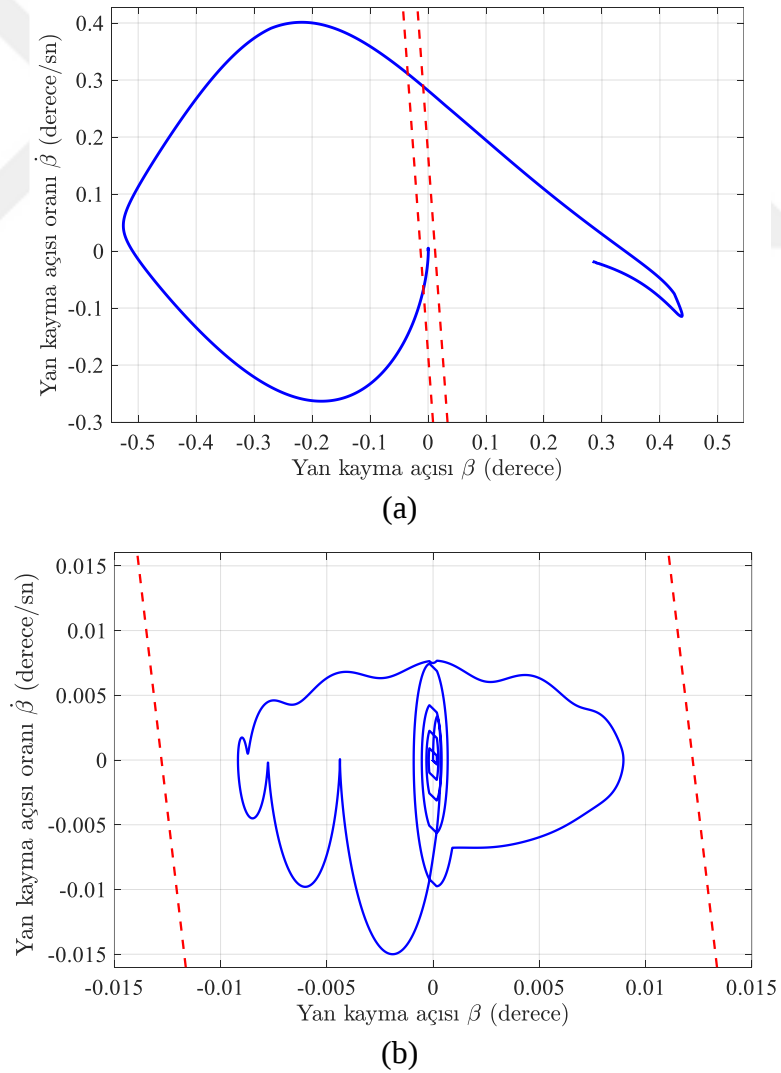


Şekil 49. Islak yol koşulunda ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından üretilen düzeltici moment.



Şekil 50. Islak yol koşulunda çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal (V_x) ve yanıl (V_y) hızları.

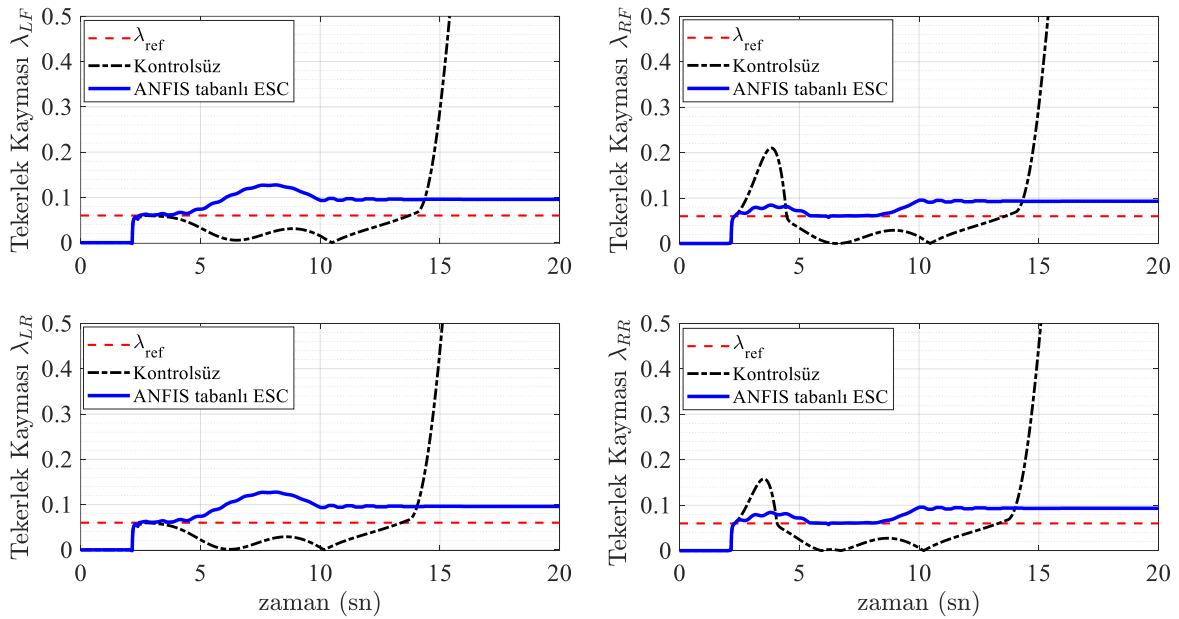
Islak asfalt yüzeyinde önerilen yalpa denge kontrolörün kararlı çalıştığını değerlendirmek için aracın yan kayma ve yan kayma açısı oranının faz düzlemi grafiği şekil 51’de gösterilmiştir.



Şekil 51. Islak asfalt yol üzerinde aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değışim hızı ($\dot{\beta}$) faz düzlemi analizi: a) kontrolsüz araç, b) ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç.

Karlı asfalt yol yüzeyi

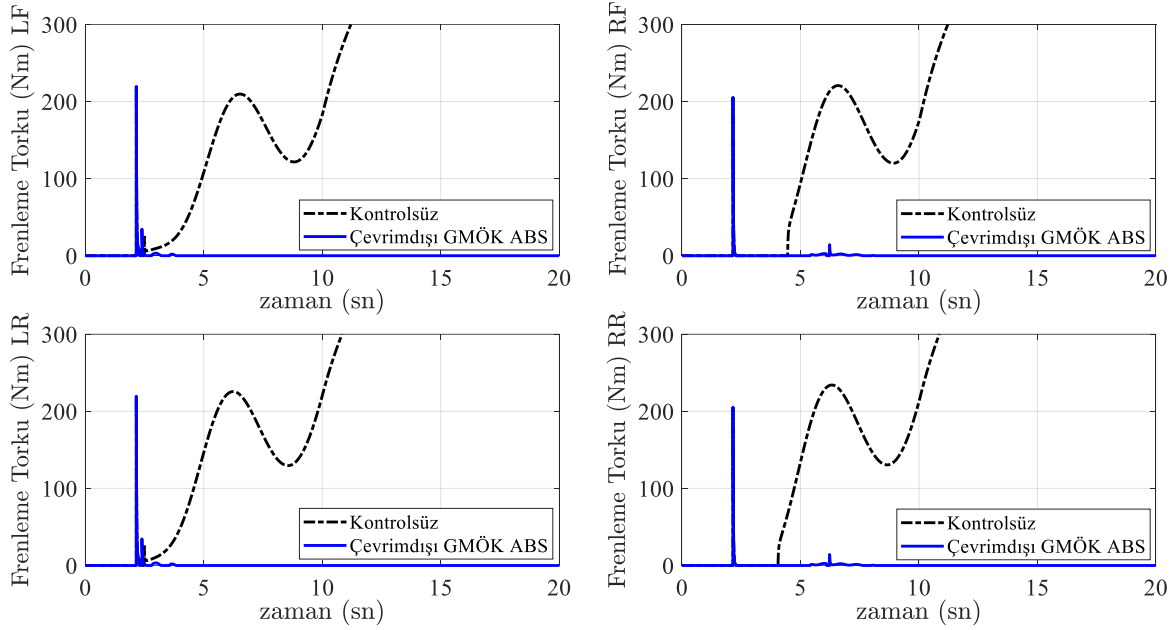
ANFIS tabanlı ESC sistemi için yapılan karlı asfalt yol testinde araç, gerçekçi kış sürüş koşullarını yansıtmak için 14 m/s hızla sürülmüştür. Lastik-yol sürtünme katsayısı $\mu = 0.19$ olarak ayarlanmıştır, bu da karlı yüzeylerde mevcut olan düşük çekiş gücünün bir göstergesidir. Ayrıca, tekerlek kayması, bu kaygan koşullarda çekişi ve dengeyi optimize etmek için seçilen bir değer olan $\lambda_{opt} = 0.06$ 'da tutulmuştur. Ayrıca ıslak asfalt yol koşulu benzeri çift şerit değiştirme manevrası için her iki yönde 10 derecelik bir direksiyon açısı dikkate alınmıştır. Simülasyon süresi ise karlı yol koşulu ve yol yüzeyi kaygan olduğu için daha uzun tutulmuş ve 20 saniyelik bir süre tanımlanmıştır. Şekil 52, yukarıda belirtilen koşullar altında çift şerit değiştirme manevrasında elde edilen tekerlek kayma değerlerini göstermektedir.



Şekil 52. Karlı asfalt yol üzerinde çift şerit değiştirme manevrası sırasında tekerlek kayma değerlerinin karşılaştırılması: optimal kayma (--), kontrolsüz araç (-.) ve ANFIS tabanlı ESC yalpa denge kontrolü (-).

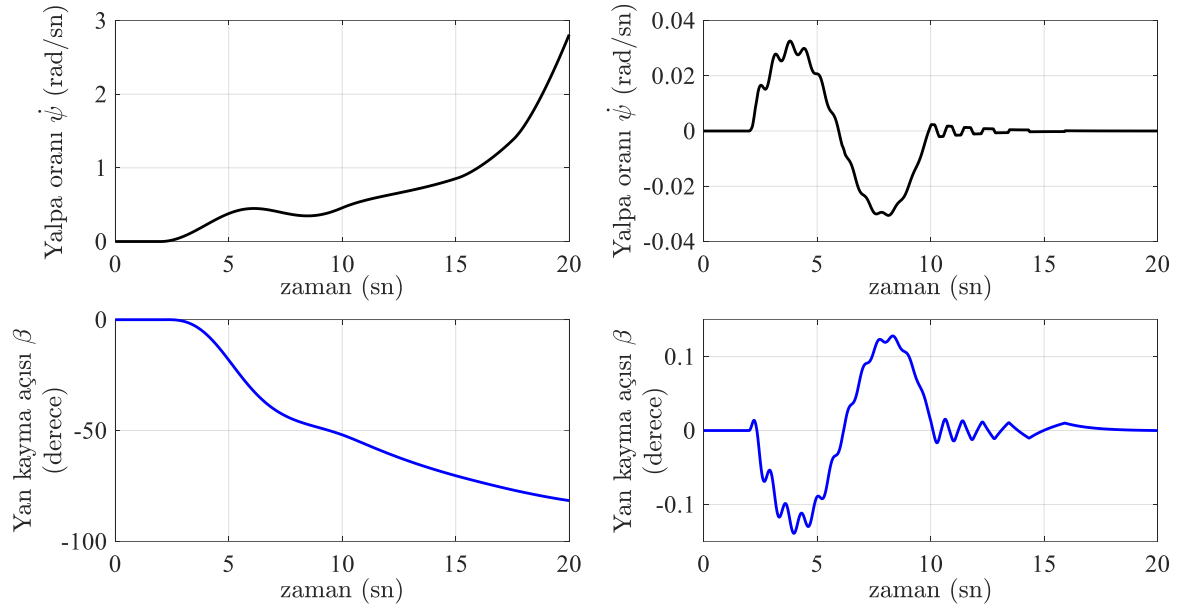
Şekil 52'de kontrolsüz senaryoda, tüm tekerlekler için tekerlek kayması önemli dalgalanmalar göstermekte ve özellikle 10'uncu saniyeden sonra keskin bir şekilde artmakta ve tekerlekler istenen sınırın ötesinde kilitlenmiş gibi görünmektedir. Bu aşırı kayma, çekiş kaybına ve aracın yol tutuşunda potansiyel bir dengesizliğe işaret etmektedir. Buna karşılık, ANFIS tabanlı ESC ve ardından çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörü, manevra boyunca tekerlek kaymasını istenen değere yakın bir şekilde etkili bir şekilde tutmaktadır. Kontrollü sistem, özellikle manevranın kritik aşamalarında minimum sapma ile daha yumuşak kayma profilleri göstermekte ve böylece olumsuz yol koşullarında daha iyi araç dengesi ve çekişi sağlamaktadır. Şekil 53, aracın frenleme torku dinamiklerini göstermektedir. Kontrolsüz araç durumunda, manevranın ilk aşamasında tüm tekerleklerde frenleme torkunda keskin

artışlar görülmektedir, bu da potansiyel tekerlek kilitlenmesine işaret edebilecek ani frenleme girişlerinin göstergesidir. Buna karşılık, çevrimdışı GMÖK ABS'li araç, frenleme torkundaki daha yumuşak ve daha kademeli artışlarla vurgulanan daha modüle edilmiş bir tork uygulaması sergilemektedir. Bu modülasyon, lastik-yol temasının daha iyi korunmasına yardımcı olmakta ve tekerleklerin kilitlenmesini önleyerek kaygan koşullarda aracın daha dengeli bir şekilde kullanılmasını sağlamaktadır.



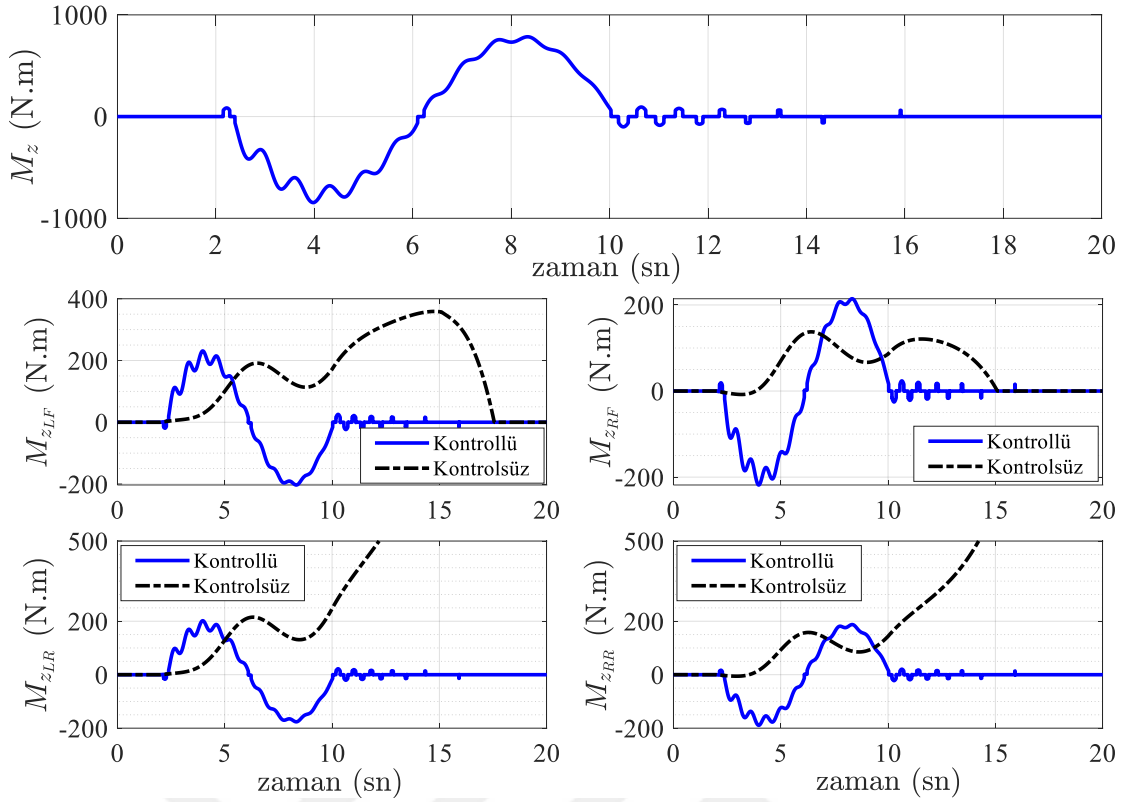
Şekil 53. Karlı yol koşulunda çevrimdışı GMÖK tekerlek kayma kontrolörünün tekerlekler için ürettiği frenleme torkları.

Şekil 54, karlı yolda çift şerit değiştirme manevrası sırasında kontrolsüz araç (solda) ve ANFIS tabanlı ESC kontrollü araç (sağda) için yalpa oranını ($\dot{\psi}$) ve yan kayma açısını (β) göstermektedir.



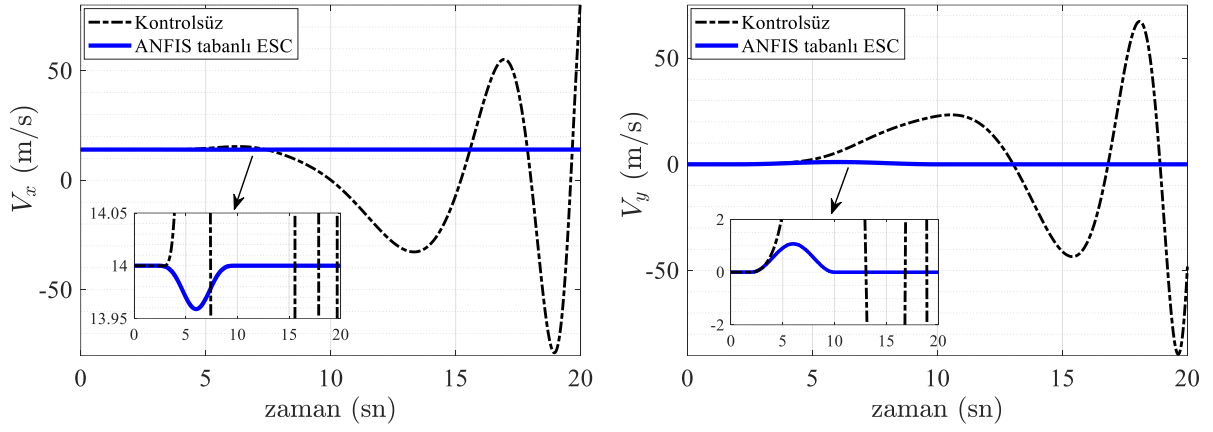
Şekil 54. Yan kayma açısı ve yalpa oranı karşılaştırılması: Karlı asfalt yolda kontrolsüz araç (sol) ve ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç (sağ) için yalpa oranı (üst) ve yan kayma açısı (alt).

Şekil 54 incelendiğinde kontrolsüz araç için yalpa oranının zamanla keskin bir şekilde artarak önemli bir kararsızlığa işaret ettiği, yan kayma açısının azalmaya devam ederek yanal kontrol kaybını ve potansiyel arkadan kaymayı yansıttığı görülmektedir. Buna karşılık, ANFIS tabanlı ESC kontrollü aracın minimum dalgalanmalarla çok daha dengeli bir yalpa oranını koruduğu ve yan kayma açısının sıfıra yakın kalarak manevra boyunca gelişmiş istikrar ve kontrolü sağladığı görülmektedir. Bu durum, ESC sisteminin kaygan koşullar altında araç dengesini korumadaki etkinliğini göstermektedir. Son olarak şekil 55'te kontrollü ve kontrolsüz araçların karlı yolda manevra sırasındaki momentleri gösterilmektedir.



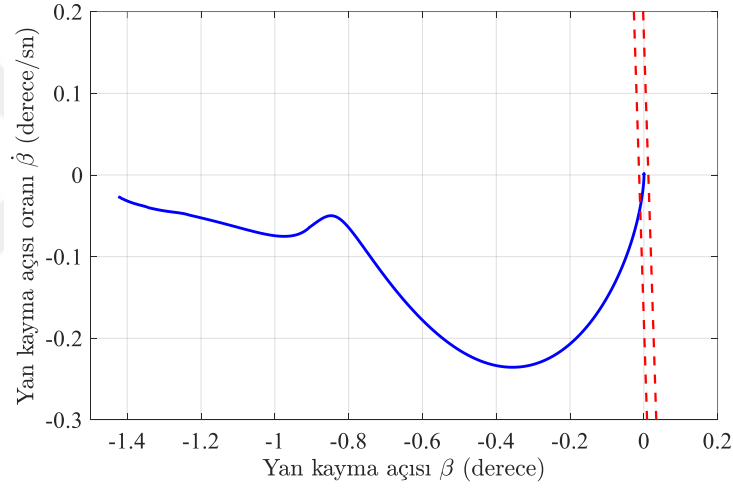
Şekil 55. Karlı yol koşulunda ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından üretilen düzeltici momentler.

Şeki 55 incelendiğinde, sola dönüşle başlayan çift şerit değiştirme manevrası sırasında ANFIS tabanlı ESC sistemi aracın karlı yoldaki yalpa dinamiklerini etkili bir şekilde yönettiği görülmektedir. Sistem, özellikle sola ve sağa dönüşler arasındaki geçişler sırasında dört tekerleğin tamamına dengeli düzeltici momentler uygulayarak aşırı savrulmayı önlemekte ve dengeyi korumaktadır. Buna karşılık, kontrolsüz araç arka tekerleklerinde önemli ölçüde daha yüksek momentler göstererek, özellikle arka tekerleklerin arkadan kaymaya katkıda bulunduğu sağa dönüşte arkadan kayma eğilimlerine yol açmaktadır. Kontrollü aracın ESC sistemi yumuşak şerit değişimleri sağlamakta ve kontrol kaybını önleyerek zorlu koşullar altında aracı etkin bir şekilde dengede tutmaktadır. Şekil 56 karlı yol üzerinde aracın boylamsal ve yanal hızlarını eylemsizlik çerçevesinde göstermektedir.

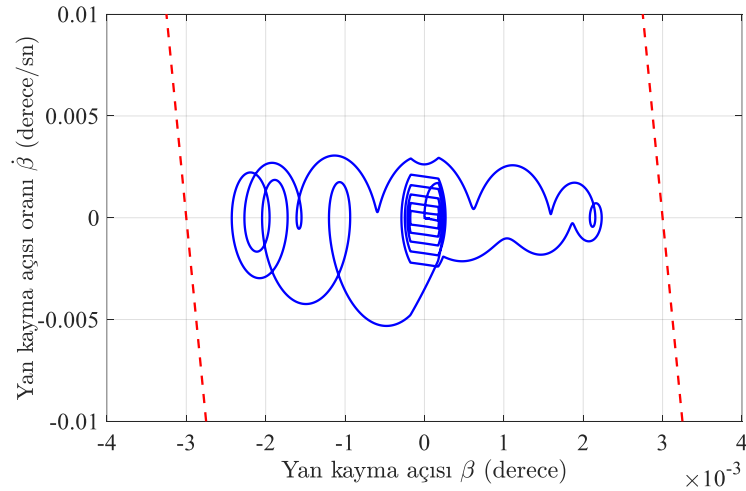


Şekil 56. Karlı yol koşulunda çift şerit değiştirme manevrası sırasında aracın ağırlık merkezinin boylamsal (V_x) ve yanal (V_y) hızları.

Şekil 57 ise karlı yol üzerindeki manevranın yan kayma açısı üzerinde faz düzlemi analizini sunmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 57. Karlı asfalt yol üzerinde aracın yan kayma açısı (β) ve yan kayma açısı değişim hızı ($\dot{\beta}$) faz düzlemi analizi: a) kontrolsüz araç, b) ANFIS tabanlı ESC donanımlı araç.

Özet

Bu bölümde, çift şerit değiştirme manevrası sırasında ANFIS tabanlı ESC'nin performansına odaklanarak, çeşitli yol koşullarında 7-DoF tam bir araç modeli üzerinde kapsamlı simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Kullanılan temel kontrolör, beş Gauss üyelik fonksiyonuna sahip Sugeno tabanlı bir ANFIS kontrolördür. Eğitim süreci, ANFIS sisteminin araç dinamiklerindeki doğrusal olmayan durumlar ve belirsizliklerle etkili bir şekilde başa çıkmasını sağlayarak uyarlanabilir ve sağlam bir kontrol mekanizması sağlamaktadır.

ANFIS tabanlı ESC sistemi, her bir tekerlekte ikincil bir kontrolör olarak çevrimdışı bir GMÖK ile desteklenmekte ve tekerlek kayma kontrolörü olarak hizmet vermektedir. Bu ikincil kontrolör, ABS için gerekli frenleme torkunun üretilmesinde kritik öneme sahiptir. Ek olarak, bir PDK algoritması diferansiyel frenleme sistemi olarak entegre edilmiş ve aracın yalpa oranı ve yan kayma açısı üzerindeki kontrolü sürdürmek için ESC sistemi tarafından gereken düzeltici momentlerin dağıtılmasından sorumlu tutulmuştur.

Her iki yönde de 10 derecelik bir direksiyon açısı içeren çift şerit değiştirme manevrası, özellikle karlı asfalt gibi düşük sürtünme koşullarında önemli zorluklar ortaya çıkarmaktadır. Sonuçlar, bu zorlu senaryolarda bile ANFIS tabanlı ESC tarafından sunulan üstün dengeyi vurgulamaktadır. Kontrolsüz durumlarda, yetersiz düzeltici momentler, özellikle arka tekerleklerdeki artan momentler nedeniyle belirgin bir aşırı savrulmaya yol açarak aracın dengesini bozmakta ve aşırı yalpa oranlarına ve büyük yan kayma açılarına neden olmaktadır. Buna karşılık, önerilen ANFIS tabanlı ESC sistemi frenleme torklarının ve düzeltici momentlerin dağılımını etkin bir şekilde yöneterek tekerleklerin kilitlenmesini önlemekte ve test edilen tüm yol koşullarında aracın dengesini korumaktadır.

Ayrıca, faz düzlemi analizi aracın kuru, ıslak ve karlı koşullardaki dengesini göstermekte ve önerilen ESC tasarımının aracın kontrolünü kaybetmeden istenen yolu takip etme kabiliyetini önemli ölçüde artırdığını doğrulamaktadır. Çevrimdışı GMÖK tabanlı tekerlek kayma kontrolü, frenleme kuvvetlerinin optimum şekilde dağıtılmasını ve tekerlek kaymalarının manevra sırasında optimum değerlerini takip etmesini sağlayarak özellikle düşük sürtünmeli yüzeylerde savrulma veya arkadan kayma riskini azaltmaktadır. ANFIS tabanlı kontrol ve paralel dağıtılmış frenleme ile entegre edilen araç denge kontrolüne yönelik bu kapsamlı yaklaşım, önerilen sistemin değişen yol koşullarında kritik manevralar sırasında araç dengesini ve güvenliğini sağlamadaki etkinliğinin altını çizmektedir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sonuçlar

Bu tezde, ABS ve ESC sistemlerinin verimliliğini ve etkinliğini artırmak amacıyla araç denge kontrol sistemi için yeni bir kontrol yaklaşımı önerilmiştir. Öncelikle, klasik MÖK'ün temel özellikleri korunurken, en büyük sınırlaması olan yüksek hesaplama yükünü ele alan çevrimdışı gürbüz model öngörülü kontrol yöntemi önerilmiştir. Özellikle hızlı tepki sürelerinin zorunlu olduğu ABS gibi gerçek zamanlı uygulamalar için bu yöntem önem arz etmektedir.

Birinci ve ikinci bölümlerde ABS ve ESC sistemlerinin kapsamlı bir incelemesi yapılmış, tarihsel gelişimleri ve çeşitli kontrol metodolojileri detaylandırılmıştır. Üçüncü bölümde, hem çevrimiçi MÖK hem de çevrimdışı GMÖK için tasarım algoritmaları kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. İç içe geçmiş elipsoidler kullanan çevrimdışı GMÖK'ün, klasik MÖK'ün performansına yakın bir performans sergilediği ve hesaplama yükünü ise önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Önerilen yöntem çeyrek araç modelinde ABS içerisinde tekerlek kayma kontrolüne uygulanılarak test edilmiştir.

Bu temel üzerine inşa edilen tez, daha sonra aracın yanal ve boylamsal dinamiklerini doğru bir şekilde simüle etmek için 7-DoF'a sahip tam bir araç modelinde ESC sistemi içinde yalpa kararlılığı kontrolünün ilkelerini tanıtmıştır. ESC sistemi iki katmanlı bir kontrol stratejisi ile yapılandırılmıştır: üst katman yalpa dengesi için ANFIS tabanlı bir kontrolör kullanırken, alt katman hassas frenleme torkları üretmek için her bir tekerleğe çevrimdışı GMÖK uygulamıştır. ANFIS tabanlı kontrolör tarafından hesaplanan düzeltici momentler, tekerlekler arasında optimum frenleme kuvveti dağılımını sağlamak için bir PDK algoritması kullanılarak dağıtılmıştır.

Beş Gauss üyelik fonksiyonuna sahip Sugeno tip bulanık kümeleri kullanan ANFIS kontrolörü, aracın yan kayma açısını ve yalpa oranını kontrol etmek için tasarlanmıştır. MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilen kapsamlı simülasyonlar, önerilen çevrimdışı GMÖK'ün kuru, ıslak ve karlı yüzeyler de dahil olmak üzere çeşitli yol koşullarında optimum tekerlek kaymasını etkin bir şekilde gerçekleştirdiği görülmüştür. Ayrıca elde edilen simülasyon sonuçları, çevrimdışı GMÖK'ün önemli ölçüde azaltılmış hesaplama yükünün yanı sıra MÖK ile benzer bir performans gösterdiğini doğrulamış ve ABS gibi hızlı tepki veren sistemler için GMÖK'ün ideal bir kontrolör olduğunu ispatlamıştır.

Ayrıca, farklı yol yüzeylerinde çift şerit değiştirme gibi karmaşık manevraları içeren tam araç modeli simülasyonları, çevrimdışı tekerlek kayma kontrolörü ile donatılmış ANFIS tabanlı ESC sistemi tarafından elde edilen üstün denge ve yol tutuşunu vurgulamıştır. Aracın yan kayma açısının faz düzlem analizi, önerilen ESC sisteminin gürbüzlüğünü ve kararlılığını daha da kanıtlamış ve çeşitli sürüş koşullarında araç kontrolünü sürdürmedeki etkinliğini doğrulamıştır.

Genel olarak bu tez, gerçek zamanlı araç denge yönetimi için hesaplama açısından verimli ve son derece etkili bir çözüm sunarak araç dinamiği kontrolü alanına katkıda bulunmakta ve akıllı araç sistemlerinde gelecekteki ilerlemelerin önünü açmaktadır.

Öneriler

Bu tez, gürbüz araç denge kontrol sistemlerinin tasarımına ve uygulanmasına önemli katkılarda bulunmuş olsa da, daha fazla araştırma ve geliştirme gerektiren önemli birkaç alan bulunmaktadır. Bunlar:

- Hibrit Kontrol Stratejileri: Model tabanlı ve makine öğrenimi tekniklerini birleştiren hibrit kontrol stratejilerinin geliştirilmesi, araç dinamiği kontrol sistemlerinin iyileştirilmesi için umut verici olacaktır.
- Hesaplama Verimliliği: Önerilen kontrol sistemlerinin gerçek zamanlı uygulamalarda kullanılabilmesini sağlamak için yapısı basit ve hesaplama açısından verimli algoritmalar geliştirilmeye odaklanılmalıdır.
- Otonom Araçlar için Uyarılma: Bu kontrol yöntemlerinin otonom araçlar ve rejeneratif frenleme sistemleri için uyarlanması, modern otomotiv teknolojisinde uygulanabilirliklerini daha da artırabilecektir.
- İnsan-Makine Etkileşimi: Bu kontrol sistemlerinin insan-makine etkileşimi üzerindeki etkilerinin araştırılması, özellikle araçların daha fazla otonom hale gelmesiyle, önem kazanacaktır.
- Çekiş Kontrol Sistemlerinin (TCS) Entegrasyonu: Özellikle düşük sürtünmeli koşullarda araç dengesini ve güvenliğini artırmak için TCS'nin mevcut ABS ve ESC sistemlerine entegrasyonu araştırılmalıdır.
- Gömülü Sistemlerde Gerçek Zamanlı Uygulama: Çevrimdışı GMÖK yönteminin gömülü otomotiv platformlarında uygulanması ve pratik fizibiliteyi değerlendirmek için döngüde içinde donanım (HIL) simülasyonları veya yol testleri yoluyla gerçek zamanlı olarak doğrulanması gereklidir.

- Doğrusal Olmayan Araç Dinamiği Modeline Genişletme: Araştırmanın doğrusal olmayan araç dinamiği modellerini içerecek şekilde genişletilmesi ve böylece farklı sürüş senaryolarıyla başa çıkabilen daha gürbüz kontrolörlerin geliştirilmesine olanak sağlayacaktır.



KAYNAKLAR

- Abe, Masato, Yoshio Kano, Kazuasa Suzuki, Yasuji Shibahata, and Yoshimi Furukawa. 2001. 'Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment', *JSAE review*, 22: 413-19.
- Aguado-Rojas, Missie, William Pasillas-Lépine, and Antonio Loría. 2019. 'Extended-braking-stiffness estimation under varying road-adherence conditions', *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 28: 1964-71.
- Ahmed, Abdussalam Ali, and AF Saleh Alshandoli. 2020. "Using of neural network controller and fuzzy pid control to improve electric vehicle stability based on a14-dof model." In 2020 International Conference on Electrical Engineering (ICEE), 1-6. IEEE.
- Akca, S, and S Ertugrul. 2014. 'eTS fuzzy driver model for simultaneous longitudinal and lateral vehicle control', *International Journal of Automotive Technology*, 15: 781-94.
- Aksjonov, Andrei, Klaus Augsburg, and Valery Vodovozov. 2016. 'Design and simulation of the robust ABS and ESP fuzzy logic controller on the complex braking maneuvers', *Applied Sciences*, 6: 382.
- Aly, Ayman A, El-Shafei Zeidan, Ahmed Hamed, and Farhan Salem. 2011. 'An antilock-braking systems (ABS) control: A technical review', *Intelligent control and Automation*, 2: 186.
- Aparow, Vimal Rau, Fauzi Ahmad, Khisbullah Hudha, and Hishamuddin Jamaluddin. 2013. 'Modelling and PID control of antilock braking system with wheel slip reduction to improve braking performance', *International Journal of Vehicle Safety*, 6: 265-96.
- Asiabar, Aria Noori, and Reza Kazemi. 2019. 'A direct yaw moment controller for a four in-wheel motor drive electric vehicle using adaptive sliding mode control', *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part K: journal of multi-body dynamics*, 233: 549-67.
- Bähr, Johannes, and Erker, Paul 2015. *Bosch: History of a Global Enterprise*. (C.H.BECK: Munich, Germany).
- Başlamışlı, S Çağlar, İ Emre Köse, and Günay Anlaş. 2007. 'Robust control of anti-lock brake system', *Vehicle System Dynamics*, 45: 217-32.
- Basrah, M Sofian, Efstathios Siampis, Efstathios Velenis, Dongpu Cao, and Stefano Longo. 2017. 'Wheel slip control with torque blending using linear and nonlinear model predictive control', *Vehicle System Dynamics*, 55: 1665-85.
- Bemporad, Alberto, Manfred Morari, Vivek Dua, and Efstratios N Pistikopoulos. 2000. "The explicit solution of model predictive control via multiparametric quadratic programming." In *Proceedings of the 2000 American control conference. ACC (IEEE Cat. No. 00CH36334)*, 872-76. IEEE.
- Borrelli, Francesco, Alberto Bemporad, and Manfred Morari. 2017. *Predictive control for linear and hybrid systems* (Cambridge University Press).
- Borrelli, Francesco, Paolo Falcone, Tamas Keviczky, Jahan Asgari, and Davor Hrovat. 2005. 'MPC-based approach to active steering for autonomous vehicle systems', *International journal of vehicle autonomous systems*, 3: 265-91.

- Buckholtz, Kenneth R. 2002. 'Reference input wheel slip tracking using sliding mode control', Sae Transactions: 477-83.
- Burckhardt, Manfred. 1993. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme: Reifenverhalten, Zeitabläufe, Messung des Drehzustands der Räder, Anti-Blockier-System (ABS), Theorie Hydraulikkreisläufe, Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR), Theorie Hydraulikkreisläufe, elektronische Regeleinheiten, Leistungsgrenzen, ausgeführte Anti-Blockier-Systeme und Antriebs-Schlupf-Regelungen (Vogel).
- Cabrera, Juan A, Antonio Ortiz, Juan J Castillo, and Antonio Simon. 2005. 'A fuzzy logic control for antilock braking system integrated in the IMMA tire test bench', IEEE Transactions on Vehicular Technology, 54: 1937-49.
- Chao, Chun-Tang, Nana Sutarna, Juing-Shian Chiou, and Chi-Jo Wang. 2019. 'An optimal fuzzy PID controller design based on conventional PID control and nonlinear factors', Applied Sciences, 9: 1224.
- Chen, Bo-Chiuan, Cheng-Chi Yu, Wei-Feng Hsu, and Min-Fang Lo. 2011. 'Design of electronic stability control for rollover prevention using sliding mode control', International journal of vehicle design, 56: 224-45.
- Chen, Wuwei, Linfeng Zhao, Huiran Wang, and Yangcheng Huang. 2020. 'Parallel distributed compensation/ H_∞ control of lane-keeping system based on the Takagi-Sugeno fuzzy model', Chinese Journal of Mechanical Engineering, 33: 1-13.
- Daimler, AG. 2024. 'Mercedes-Benz and the invention of the anti-lock braking system: Anti-lock braking system ready for production in 1978', Daimler, AG. <https://mercedes-benz-publicarchive.com/marsClassic/en/instance/ko/22---25-August-1978.xhtml?oid=4910742>.
- Davis, LI, GV Puskorius, F Yuan, and LA Feldkamp. 1992. "Neural network modeling and control of an anti-lock brake system." In Proceedings of the Intelligent Vehicles92 Symposium, 179-84. IEEE.
- Di Cairano, Stefano, Hongtei Eric Tseng, Daniele Bernardini, and Alberto Bemporad. 2012. 'Vehicle yaw stability control by coordinated active front steering and differential braking in the tire sideslip angles domain', IEEE Transactions on Control Systems Technology, 21: 1236-48.
- Doumiati, Moustapha, Olivier Sename, J Martinez, Péter Gáspár, Z Szabo, L Dugard, and Jozsef Bokor. 2011. 'Vehicle yaw control via coordinated use of steering/braking systems', IFAC Proceedings Volumes, 44: 644-49.
- Falcone, Paolo, Francesco Borrelli, H Eric Tseng, Jahan Asgari, and Davor Hrovat. 2008. 'Linear time-varying model predictive control and its application to active steering systems: Stability analysis and experimental validation', International Journal of Robust and Nonlinear Control: IFAC-Affiliated Journal, 18: 862-75.
- Feng, Jianbo, Sizhong Chen, and Zhiquan Qi. 2020. 'Coordinated chassis control of 4WD vehicles utilizing differential braking, traction distribution and active front steering', IEEE Access, 8: 81055-68.
- Guardabassi, Guido O, and Sergio M Savaresi. 2001. 'Approximate linearization via feedback—an overview', Automatica, 37: 1-15.
- Guo, Jingang, Xiaoping Jian, and Guangyu Lin. 2014. 'Performance evaluation of an anti-lock braking system for electric vehicles with a fuzzy sliding mode controller', Energies, 7: 6459-76.

- Harifi, A, A Aghagolzadeh, G Alizadeh, and M Sadeghi. 2008. 'Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems', *Transportation research part C: emerging technologies*, 16: 731-41.
- He, Zejia, Qin Shi, Yujiang Wei, Bingzhao Gao, Bo Zhu, and Lin He. 2021. 'A model predictive control approach with slip ratio estimation for electric motor antilock braking of battery electric vehicle', *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 69: 9225-34.
- Høye, Alena. 2011. 'The effects of Electronic Stability Control (ESC) on crashes—An update', *Accident Analysis & Prevention*, 43: 1148-59.
- Hu, Jia-Sheng, Yafei Wang, Hiroshi Fujimoto, and Yoichi Hori. 2017. 'Robust yaw stability control for in-wheel motor electric vehicles', *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 22: 1360-70.
- Inagaki, Shoji, Ikuo Kushihiro, and Masaki Yamamoto. 1995. 'Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method', *JSAE review*, 2: 216.
- Ivanov, Valentin G, Vladimir B Algin, and Barys N Shyrokau. 2006. 'Intelligent control for ABS application with identification of road and environmental properties', *International journal of vehicle autonomous systems*, 4: 44-67.
- Johansen, Tor A, Idar Petersen, and Olav Slupphaug. 2002. 'Explicit sub-optimal linear quadratic regulation with state and input constraints', *Automatica*, 38: 1099-111.
- John, Samuel, and Jimoh O Pedro. 2013. 'Neural network-based adaptive feedback linearization control of antilock braking system', *International Journal of Artificial Intelligence*, 10: 21-40.
- Johnson, Ann. 2010. 'The culture of ABS', *Mechanical Engineering*, 132: 26-31.
- Kayacan, Erdal, Yesim Oniz, and Okay Kaynak. 2009. 'A grey system modeling approach for sliding-mode control of antilock braking system', *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56: 3244-52.
- Khansari, M Hasan, Mahdi Yaghoobi, and Alireza Abaspour. 2015. 'Independent model generalized predictive controller design for antilock braking system', *International Journal of Computer Applications*, 114.
- Klomp, Matthijs. 2010. *Longitudinal force distribution and road vehicle handling* (Chalmers Tekniska Hogskola (Sweden)).
- Kothare, Mayuresh V, Venkataramanan Balakrishnan, and Manfred Morari. 1996. 'Robust constrained model predictive control using linear matrix inequalities', *Automatica*, 32: 1361-79.
- Kulikov, I, and J Bickel. 2019. "Performance analysis of the vehicle electronic stability control in emergency maneuvers at low-adhesion surfaces." In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 012009. IOP Publishing.
- Limpert, R. 1999. *Brake Design and Safety* (Society of Automotive Engineers).
- Lin, Chih-Min, and C-F Hsu. 2003a. 'Neural-network hybrid control for antilock braking systems', *IEEE Transactions on Neural Networks*, 14: 351-59.
- . 2003b. 'Self-learning fuzzy sliding-mode control for antilock braking systems', *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 11: 273-78.
- Liu, Yahui, Kuangang Fan, and Qinghua Ouyang. 2021. 'Intelligent traction control method based on model predictive fuzzy PID control and online optimization for permanent magnetic maglev trains', *IEEE Access*, 9: 29032-46.

- Lofberg, Johan. 2004. "YALMIP: A toolbox for modeling and optimization in MATLAB." In 2004 IEEE international conference on robotics and automation (IEEE Cat. No. 04CH37508), 284-89. IEEE.
- Lundahl, Kristoffer, Björn Olofsson, Karl Berntorp, Jan Åslund, and Lars Nielsen. 2014. 'Towards lane-keeping electronic stability control for road-vehicles', IFAC Proceedings Volumes, 47: 6319-25.
- Lyckegaard, Allan, Tove Hels, and Inger Marie Bernhoft. 2015. 'Effectiveness of electronic stability control on single-vehicle accidents', Traffic injury prevention, 16: 380-86.
- Majid, MM Abdul, SA Abu Bakar, S Mansor, MK Abdul Hamid, and NH Ismail. 2017. 'Modelling and PID value search for antilock braking system (ABS) of a passenger vehicle', Journal of the Society of Automotive Engineers Malaysia, 1: 228-36.
- Mao, Yan-e, Yan Zheng, Yuanwei Jing, Georgi M Dimirovski, and Siying Hang. 2009. "An LMI approach to slip ratio control of vehicle antilock braking systems." In 2009 American Control Conference, 3350-54. IEEE.
- Mirzaeinejad, Hossein. 2018. 'Robust predictive control of wheel slip in antilock braking systems based on radial basis function neural network', Applied soft computing, 70: 318-29.
- Mirzaeinejad, Hossein, and Mehdi Mirzaei. 2010. 'A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems', Control Engineering Practice, 18: 918-26.
- Montani, Margerita, Tommaso Favilli, Lorenzo Berzi, Renzo Capitani, Marco Pierini, Luca Pugi, and Claudio Annicchiarico. 2020. "ESC on in-wheel motors driven electric vehicle: handling and stability performances assessment." In 2020 IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2020 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC/I&CPS Europe), 1-6. IEEE.
- Oudghiri, Mohammed, M Chadli, and A El Hajjaji. 2007. "Vehicle yaw control using a robust H_{∞} observer-based fuzzy controller design." In 2007 46th IEEE Conference on Decision and Control, 3895-900. IEEE.
- Palmieri, Giovanni, Osvaldo Barbarisi, Stefano Scala, and Luigi Glielmo. 2009. "A preliminary study to integrate LTV-MPC lateral vehicle dynamics control with a slip control." In Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC) held jointly with 2009 28th Chinese Control Conference, 4625-30. IEEE.
- Patil, Harshal, KB Devika, Gunasekaran Vivekanandan, Sriram Sivaram, and Shankar C Subramanian. 2022. 'Direct yaw-moment control integrated with wheel slip regulation for heavy commercial road vehicles', IEEE Access, 10: 69883-95.
- Pérez, Joshué, Vicente Milanés, and Enrique Onieva. 2011. 'Cascade architecture for lateral control in autonomous vehicles', IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 12: 73-82.
- Petersen, Idar. 2003. 'Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled optimal control with constraints', Department of Engineering Cybernetics. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.
- Petersen, Idar, Tor A Johansen, Jens Kalkkuhl, and Jens Lüdemann. 2003. "Wheel slip control using gain-scheduled LQ—LPV/LMI analysis and experimental results." In 2003 European Control Conference (ECC), 880-85. IEEE.
- Pistikopoulos, Efstratios N, Michael C Georgiadis, and Vivek Dua. 2007. 'Multi-parametric programming: theory, algorithms and applications', (No Title).

- Poursamad, Amir. 2009. 'Adaptive feedback linearization control of antilock braking systems using neural networks', *Mechatronics*, 19: 767-73.
- Reif, Konrad. 2014. 'Brakes, brake control and driver assistance systems', Weisbaden, Germany, Springer Vieweg.
- Saifizul, AA, MZ Zainon, and NA Abu Osman. 2006. "An ANFIS controller for vision-based lateral vehicle control system." In 2006 9th international conference on control, automation, robotics and vision, 1-4. IEEE.
- Satzger, Clemens, and Ricardo de Castro. 2017. 'Predictive brake control for electric vehicles', *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 67: 977-90.
- Satzger, Clemens, Ricardo de Castro, Andreas Knoblach, and Jonathan Brembeck. 2016. "Design and validation of an MPC-based torque blending and wheel slip control strategy." In 2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), 514-20. IEEE.
- Savaresi, Sergio M, Mara Tanelli, Carlo Cantoni, Demos Charalambakis, Fabio Previdi, and Sergio Bittanti. 2005. 'Slip-deceleration control in anti-lock braking systems', *IFAC Proceedings Volumes*, 38: 103-08.
- Savitski, Dzmitry, Dmitriy Schleinin, Valentin Ivanov, and Klaus Augsburg. 2018. 'Robust continuous wheel slip control with reference adaptation: Application to the brake system with decoupled architecture', *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 14: 4212-23.
- Sharkawy, Abdel Badie. 2010. 'Genetic fuzzy self-tuning PID controllers for antilock braking systems', *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 23: 1041-52.
- Shyrokau, Barys N, and Valentin G Ivanov. 2008. 'Alterable fuzzy sets in automotive control applications', *International Journal of Modelling, Identification and Control*, 3: 305-17.
- Smakman, Henk. 2000. "Functional integration of active suspension with slip control for improved lateral vehicle dynamics." In *Proceedings of AVEC*.
- Song, Jeonghoon. 2013. 'Design and comparison of AFS controllers with PID, fuzzy-logic, and sliding-mode controllers', *Advances in Mechanical Engineering*, 5: 401548.
- Sriranjan, Sarouthan, Ray Lattarulo, Joshué Pérez-Rastelli, Javier Ibanez-Guzman, and Alberto Pena. 2017. "Lateral controllers using neuro-fuzzy systems for automated vehicles: A comparative study." In: Technical Report. 2017. Available online: <https://api.semanticscholar.org>
- Tanelli, Mara, and Antonella Ferrara. 2012. 'Enhancing robustness and performance via switched second order sliding mode control', *IEEE Transactions on Automatic Control*, 58: 962-74.
- Tang, Yinggan, Ying Wang, Mingyu Han, and Qiusheng Lian. 2016. 'Adaptive fuzzy fractional-order sliding mode controller design for antilock braking systems', *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 138: 041008.
- Unsal, Cem, and Pushkin Kachroo. 1999. 'Sliding mode measurement feedback control for antilock braking systems', *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 7: 271-81.
- Vazquez, Sergio, Jose Rodriguez, Marco Rivera, Leopoldo G Franquelo, and Margarita Norambuena. 2016. 'Model predictive control for power converters and drives: Advances and trends', *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 64: 935-47.
- Wan, Zhaoyang, and Mayuresh V Kothare. 2003. 'An efficient off-line formulation of robust model predictive control using linear matrix inequalities', *Automatica*, 39: 837-46.

- Wang, Yan, Jingyu Hu, Fa'an Wang, Haoxuan Dong, Yongjun Yan, Yanjun Ren, Chaobin Zhou, and Guodong Yin. 2022. 'Tire road friction coefficient estimation: Review and research perspectives', *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 35: 1-11.
- Wang, Yuzhong, Qibing Jin, and Ridong Zhang. 2017. 'Improved fuzzy PID controller design using predictive functional control structure', *ISA transactions*, 71: 354-63.
- Wang, Zhengyuan, Umberto Montanaro, Saber Fallah, Aldo Sorniotti, and Basilio Lenzo. 2018. 'A gain scheduled robust linear quadratic regulator for vehicle direct yaw moment control', *Mechatronics*, 51: 31-45.
- Wellstead, PE, and NBOL Pettit. 1997. 'Analysis and redesign of an antilock brake system controller', *IEE Proceedings-Control Theory and Applications*, 144: 413-26.
- WhO. 2023. 'Global status report on road safety 2023'. <https://www.who.int/publications/i/item/9789240086517>.
- Wong, Jo Yung. 2022. *Theory of ground vehicles* (John Wiley & Sons).
- Yan, Yun Bing, Hao Wu, and Wei Qiang Wang. 2014. 'Research on robust control of anti-locked braking system of vehicles', *Applied Mechanics and Materials*, 543: 1504-09.
- Yim, Seongjin, Seungjun Kim, and Heesung Yun. 2016. 'Coordinated control with electronic stability control and active front steering using the optimum yaw moment distribution under a lateral force constraint on the active front steering', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 230: 581-92.
- Zanelli, Andrea, Alexander Domahidi, Juan Jerez, and Manfred Morari. 2020. 'FORCES NLP: an efficient implementation of interior-point methods for multistage nonlinear nonconvex programs', *International Journal of Control*, 93: 13-29.
- Zhang, Jie, Hai Wang, Mingyao Ma, Ming Yu, Amirmehdi Yazdani, and Long Chen. 2020. 'Active front steering-based electronic stability control for steer-by-wire vehicles via terminal sliding mode and extreme learning machine', *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69: 14713-26.
- Zhang, Lin, Haitao Ding, Jianpeng Shi, Yanjun Huang, Hong Chen, Konghui Guo, and Qin Li. 2020. 'An adaptive backstepping sliding mode controller to improve vehicle maneuverability and stability via torque vectoring control', *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69: 2598-612.
- Zhang, Siqi, Shuwen Zhou, and Jun Sun. 2009. "Vehicle dynamics control based on sliding mode control technology." In *2009 Chinese Control and Decision Conference*, 2435-39. IEEE.
- Zhao, Wanzhong, Xiaoxi Qin, and Chunyan Wang. 2018. 'Yaw and lateral stability control for four-wheel steer-by-wire system', *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 23: 2628-37.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı:	Jeffer SEYYEDESMAEILI
Doğum tarihi:	
Doğum Yeri:	
Uyruğu:	
Adres:	
Tel:	
E-mail:	
Eğitim	
Lise:	
Lisans:	Sahand Teknik Üniversitesi
Yüksek lisans:	Sahand Teknik Üniversitesi
Yabancı Dil Bilgisi	
İngilizce:	İyi
Tezden Üretilmiş Yayınlar	
1. Seyyed Esmaeli, J.; Başçi, A.; Farnam, A. “Design and Verification of Offline Robust Model Predictive Controller for Wheel Slip Control in ABS Brakes”. Machines 2023, 11, 803. https://doi.org/10.3390/machines11080803	